



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorthesis

Hannes Müller

Regelungstechnische Untersuchung eines
Servoantriebs und Entwurf eines
systemtheoretischen Simulationsmodells

Hannes Müller

Regelungstechnische Untersuchung eines
Servoantriebs und Entwurf eines
systemtheoretischen Simulationsmodells

Bachelorthesis eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung
im Studiengang Informations- und Elektrotechnik
am Department Informations- und Elektrotechnik
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Betreuender Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Michael Röther
Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Gustav Vaupel

Abgegeben am 16. Januar 2012

Hannes Müller

Thema der Bachelorthesis

Regelungstechnische Untersuchung eines Servoantriebs und Entwurf eines systemtheoretischen Simulationsmodells

Stichworte

Regelungstechnik, Antriebstechnik, Leistungselektronik, System-Modellierung, MatLab-Simulink

Kurzzusammenfassung

Für einen Praktikumsversuch im Labor für elektrische Antriebe und Leistungselektronik ist der vorhandene Versuchsstand, bestehend aus zwei Servomotoren und den entsprechenden Frequenzumrichtern vom Typ SINAMICS S120, regelungstechnisch zu untersuchen. Der aktuelle Aufbau, der im Rahmen einer Abschlussarbeit im Jahr 2010 realisiert und in Betrieb genommen wurde, ist zu prüfen und eventuell zu ergänzen. Zur regelungstechnischen Analyse des Aufbaus sind verschiedene Reglerentwürfe zu untersuchen und mit der Theorie zu vergleichen. Begleitend zum Versuchsstand ist ein passendes Simulationsmodell zu entwickeln. Abschließend ist der Praktikumsversuch entsprechend zu überarbeiten.

Hannes Müller

Title of the paper

Technical considerations for regulating of servo drives and developement of a systemtheoretical simulationmodel

Keywords

Regulation, electrical Drives, power electronics, system-modeling, MatLab-Simulink

Abstract

For a practical Exercise in the laboratory for electrical drives and power electronics, the existing experimental drives plant, consisting of two synchronous servodrives and the corresponding frequency converters of type SINAMICS S120, is to be investigated under technological aspects for regulating. The current drives plant, which was implemented and put into operation as part of a bachelorthesis in 2010, is to be checked and, if neccesary, to be revised. For analysis of the drives plant under the aspects of regulating, serveral designs for regulation are to be examined and compared to the theory. Accompanying to the drivesplant, an appropriate simulation is to be designed and implemented.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich in erster Linie bei Herrn Prof. Dr. Ing. Michael Röther und Herrn Prof. Dr. Ing. Gustav Vaupel für die fachkundige Betreuung der vorliegenden Arbeit bedanken.

Weiterer Dank gilt Herrn Dipl. Ing. Frank Korpel, der mir in zahlreichen Gesprächen stets gute Hinweise geben konnte.

Ebenfalls einen besonderen Dank möchte ich an Herrn Dr. Ullrich Horn, Herrn Dipl. Ing. Hermann Knirsch, Herrn Dipl. Ing. Frank Müller und Herrn B.Eng Benjamin Meyer des Unternehmens SAM Electronics GmbH richten, von denen ich wertvolle Tipps zum Umgang mit STARTER, dem Prinzip der Systemmodellierung und verschiedenen Verfahren zur Reglerauslegung erhalten konnte.

Zuletzt möchte ich mich bei meinen Kommilitonen und besonders bei meiner Familie für die Unterstützung bedanken.

Inhaltsverzeichnis

Tabellenverzeichnis	7
Abbildungsverzeichnis	8
1. Einführung	10
1.1. Motivation	10
1.2. Zielsetzung	11
2. Die permanent erregte Synchron-Servomaschine	12
2.1. Aufbau der permanent erregten Synchronservomaschine in Kompaktbauweise	13
2.2. Typische Regelverfahren für Servomaschinen	15
2.3. Maschinendaten SIEMENS 1FK6	18
2.4. Maschinendaten SIEMENS 1FK7	20
3. Entwicklung des regelungstechnischen Modells der Versuchsanlage	22
3.1. Regelungstechnisches Modell der Synchronservomaschine	22
3.2. Stromregelkreis	29
3.3. Drehzahlregelkreis	30
3.4. Lageregelkreis	31
3.5. Resultierendes Gesamtmodell des Regelkreises	31
4. Simulation des Antriebsverhaltens mit Matlab-Simulink	33
4.1. Einführung in SIMULINK	34
4.2. Realisierung und Implementierung des Simulationsmodells	35
4.2.1. Maschinenmodell	36
4.2.2. PI-Regler	37
4.2.3. Gesamtmodell	37
4.3. Simulationsergebnisse	40
5. Auslegung der Regelung	43
5.1. Reglerentwurf nach Standardkriterien	43
5.1.1. Auslegung des Stromreglers	44
5.1.2. Auslegung des Drehzahlreglers	47
5.1.3. Validierung der berechneten Reglerparameter	50

5.2. Reglerentwurf nach der Methode von Ziegler und Nichols	61
5.2.1. Auslegung des Stromreglers	62
5.2.2. Auslegung des Drehzahlreglers	70
5.3. Automatische Optimierung durch STARTER	80
5.4. Zusammenfassung der Ergebnisse	84
6. Schlusswort	87
6.1. Fazit der Arbeit	87
6.2. Ausblick	88
Literaturverzeichnis	90
A. Anhang	92
A.1. Funktionspläne	93
A.2. Stabilität der Regelung nach Kapitel 5.1.1	99
A.3. Aufgabenbeschreibung zum Praktikumsversuch ASP3	101
A.4. Musterlösung zum Praktikumsversuch ASP3	127
A.5. Auszug aus Transactions to the ASME zum Verfahren von Ziegler und Nichols	147

Tabellenverzeichnis

2.1. Maschinendaten Siemens 1FK6 Synchronservomaschine	18
2.2. Maschinenschlüssel der Siemens 1FK6 Synchronservomaschine	19
2.3. Maschinendaten Siemens 1FK7 Synchronservomaschine	20
2.4. Maschinenschlüssel der Siemens 1FK7 Synchronservomaschine	21
4.1. Verwendete Matlab Simulink Funktionsblöcke	34
4.2. Randbedingungen für die Validierung des Simulationsmodells	40
4.3. Unterschiede zwischen realer Maschine und Simulationsmodell	40
5.1. Einstellregeln des Betragsoptimums	46
5.2. Einstellregeln des symmetrischen Optimums	50
5.3. Erwartete Ergebnisse gemäß der Theorie	51
5.4. Einstellregeln nach Ziegler & Nichols	62
5.5. Randbedingungen zur Gewährleistung der Stabilität von Siemens	62
5.6. Vergleich der Ergebnisse mit den Siemens-Stabilitätskriterien (Z+N)	65
5.7. Vergleich der angepassten Ergebnisse mit den Siemens-Stabilitätskriterien (Z+N)	67
5.8. Zusammenfassung der Auslegungsergebnisse nach Ziegler und Nichols	77
5.9. Reglerparameter durch automatische Optimierung von STARTER	81
5.10. Übersicht der Reglerparameter für die verschiedenen Auslegungsverfahren	84
5.11. Ergebnisse der verschiedenen Auslegungsverfahren	85
A.1. Beweis der Stabilität gemäß Kapitel 5.1.1	100

Abbildungsverzeichnis

2.1. Ansicht der Siemens 1FK7 Synchronservomaschine	14
2.2. Mechanischer Aufbau der 1FK7 Synchronservomaschine	15
2.3. Aufbau der Kaskadenregelung von Servomaschinen	16
2.4. Aufbau der Lageregelung von Servomaschinen	17
3.1. Ersatzschaltbild und mechanisches Modell der Synchronservomaschine	23
3.2. Blockschaltbild des elektromechanischen Systems der Servomaschine	26
3.3. Blockschaltbild der Synchronservomaschine mit elastischer Lastkopplung	27
3.4. Regelungstechnisches Modell des Stromregelkreises	29
3.5. Regelungstechnisches Modell des Drehzahlregelkreises	30
3.6. Modell der systemtheoretischen Nachbildung des Gesamtsystems	32
4.1. Simulinkmodell der Synchronservomaschine	36
4.2. Simulinkmodell eines PI-Reglers	37
4.3. Simulinkmodell des Gesamtsystems	38
4.4. Sprungantwort des realen Systems für $\Delta n = 100 \text{ min}^{-1}$	41
4.5. Sprungantwort des Simulationsmodells für $\Delta n = 100 \text{ min}^{-1}$	41
5.1. Führungssprungantwort für den Stromregelkreis der Simulation	51
5.2. Führungssprungantwort für den Stromregelkreis des 1FK7 Antriebs	52
5.3. Führungssprungantwort für den Drehzahlregelkreis der Simulation mit PT1-Ersatzglied und ohne mechanischem Schwingkreis	54
5.4. Führungssprungantwort für das Gesamtmodell, ohne mechanischen Schwingkreis	55
5.5. Führungssprungantwort für das Gesamtmodell, mit mechanischem Schwingkreis	56
5.6. Führungssprungantwort der untersuchten 1FK7 Synchronservomaschine	57
5.7. Störsprungantwort des Simulationsmodells	59
5.8. Störsprungantwort der 1FK7 Maschine mit Reglerparametern der Standardkriterien	60
5.9. Sprungantwort des Stromregelkreises bei kritischer Verstärkung	63
5.10. Bode-Diagramm des Stromregelkreises ohne Anpassung (Z+N)	64
5.11. Bode-Diagramm des Stromregelkreises mit Anpassung (Z+N)	66

5.12. Führungssprung-Antwort des nach Ziegler und Nichols optimierten Stromregelkreises nach Anpassung der Parameter	67
5.13. Führungssprung-Antwort des nicht optimierten Stromregelkreises mit Standard-Parametern	68
5.14. Führungssprung-Antwort des nicht optimierten Drehzahlregelkreises mit Standard-Parametern	70
5.15. Kontinuierliche Schwingung des Drehzahlregelkreises zur Ermittlung von K_{krit} und T_{krit}	71
5.16. Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit den ermittelten Reglerparametern (Z+N)	72
5.17. Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit den ermittelten Reglerparametern (Z+N)	73
5.18. Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit idealer Nachstellzeit	74
5.19. Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit idealer Nachstellzeit	75
5.20. Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20ms$	76
5.21. Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20ms$	77
5.22. Führungssprungantwort des Simulationsmodells mit idealer Nachstellzeit(Z+N)	78
5.23. Störsprungantwort des Simulationsmodells mit idealer Nachstellzeit(Z+N)	79
5.24. Ansicht des Projekt-Explorers von STARTER zur automatischen Optimierung des Antriebssystems	80
5.25. Führungssprungantwort des Antriebes mit automatisch optimierter Regelung durch STARTER	82
5.26. Führungssprungantwort des Antriebes mit automatisch optimierter Regelung durch STARTER	83
A.1. Bode-Diagramm für den Betragsoptimierten Stromregelkreis	100

1. Einführung

Im Zeitalter moderner Maschinenteknik und stetig wachsendem Anteil an automatisierten Prozessen hat der Servoantrieb eine entscheidende Schlüsselposition in vielerlei Hinsicht erlangt. Anstatt komplexe und zum Teil unflexible, zentral angetriebene, elektromechanische Konstrukte zur Steuerung verschiedenster Bewegungsabläufe zu entwickeln, werden immer häufiger servoangetriebene Konzepte umgesetzt. Bei diesen Konzepten werden meist mehrere, zentral gesteuerte Servoantriebe, anstatt eines Zentralantriebs implementiert. Diese servoangetriebenen Konzepte haben auf Grund der hohen Dynamik und Reproduzierbarkeit zur Verbesserung der Produktivität und Erhöhung der Produktqualität beigetragen. Weiterhin kann auf Änderungen im Produktionsablauf flexibler eingegangen werden, was eine enorme Kostenersparnis mit sich bringt. Wo früher noch umfangreiche mechanische Änderungsarbeiten an der Fertigungsanlage nötig waren, können Änderungen nun durch gezielte Eingriffe in die Maschinensteuerung über Softwaretools deutlich schneller realisiert werden. Als wichtigste und bekannteste technologische Anwendung seien hier Werkzeugmaschinen, wie z.B. CNC-Maschinen und Fertigungsroboter genannt, aber auch Anwendungen wie Verseil- oder Webeanlagen für Stahlseile, bzw. Synthesefasern sind üblich.

Die technologische Bedeutung der Antriebstechnik mit Servomaschinen in der modernen Fertigungs- und Produktionstechnik zeigt deutlich, dass Kenntnisse von Aufbau und Regelung solcher Maschinen für Ingenieure der Elektrotechnik (spez. Energietechnik und Automatisierungstechnik) unerlässlich sind.

1.1. Motivation

Im Rahmen des Masterstudienganges Automatisierungstechnik soll den Studierenden anhand moderner Versuchsstände und -Anlagen detailliertes Wissen und die notwendige Kernkompetenz im Bereich Energie- und Automatisierungstechnik vermittelt werden. Um diesem Anspruch gerecht zu werden, werden bestehende Laborversuche stetig weiterentwickelt und verfeinert.

Der zu untersuchende Versuchsstand wurde im Rahmen der Bachelor-Thesis "Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchsstandes für drehzahlgeregelte Synchron-Servomaschinen" im Frühjahr 2010 von Herrn Benjamin Meyer projektiert, in Betrieb genommen und weiterentwickelt. Die regelungstechnische Untersuchung des Versuchsstandes stand dabei nicht im Vordergrund, sodass hierfür eine zusätzliche Untersuchung in Form der vorliegenden Arbeit vorgenommen werden soll.

Zunächst wird ein systemtheoretisches Modell der Versuchsanlage entworfen und anhand einer Simulation mit MATLAB SIMULINK auf korrektes Verhalten überprüft. Im Anschluss wird die Regelung der Synchronservomaschinen aus dem Hause Siemens nach üblichen Dimensionierungsvorschriften optimiert und die Ergebnisse mit dem simulierten Modell verglichen.

1.2. Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es den vorhandenen Versuchsstand durch ein geeignetes regelungstechnisches Modell mit guter Genauigkeit nachzubilden und mit Hilfe von Matlab Simulink aus dem Hause *The Mathworks* zu simulieren.

Anschließend soll durch die Untersuchung verschiedener Verfahren zur Auslegung von PI-Reglern in Kaskadestruktur ermittelt werden mit welcher Methode sich optimale Ergebnisse erzielen lassen und welche Verfahren generell auf das Antriebssystem angewendet werden können.

Als Abschluss dieser Arbeit wird ein Laborversuch für den Masterstudiengang Automatisierungstechnik entworfen, der im Rahmen der Praktikumsveranstaltung zur Vorlesung *Antriebstechnik für mobile Systeme* durchgeführt wird.

2. Die permanent erregte Synchron-Servomaschine

Die Synchronservomaschine ist die am weitesten verbreitete Servomaschine und wird generell in permanent erregter Ausführung eingesetzt. Die Weiterentwicklung der Permanentmagnete, beispielsweise in Form von Neodym-Eisen-Bor oder Samarium-Cobalt, hat dazu geführt, dass bei steigender Leistung des Antriebs eine reduzierte Baugröße erreicht werden kann. Durch die höhere Energiedichte der neuartigen Permanentmagnete kann die Masse des Rotors verringert und damit einhergehend auch die Dynamik des Antriebes deutlich verbessert werden.

Die permanent erregte Synchronservomaschine kommt in vielerlei Bauformen zum Einsatz. Als wichtigste Bauformen seien hier Schlankläufer mit Rechteckständer, Torquemotoren und Linearmotoren genannt. Diese drei Typen von Synchronservomaschinen sind sowohl in ihren Einsatzbereichen, als auch in ihrem Aufbau sehr unterschiedlich.

Torquemotoren haben einen großen Durchmesser und eine hohe Anzahl an Polpaaren. Dadurch drehen diese Maschinen nicht sehr schnell, dafür aber sehr präzise. Sie kommen überall dort zum Einsatz, wo hohe Wiederholungsraten mit großer Positionsgenauigkeit gefordert sind. Die Einsatzgebiete der Torquemotoren sind vielfältig. Ein Haupteinsatzgebiet sind Rundtische an Werkzeugmaschinen. Ist der Maschinenaufbau mit einer Hohlwelle ausgeführt, kommen sie an Wickelmaschinen zum Einsatz. Eine weitere Möglichkeit des mechanischen Aufbaus der Maschine ist der sogenannte Außenrotor. Torquemotoren mit Außenrotor werden als getriebeloser Aufzugsantrieb eingesetzt.

Linearmotoren erzeugen direkt eine lineare Bewegung entlang einer Achse. Es handelt sich dabei also nicht um eine rotierende Maschine, auch wenn die elektrischen Eigenschaften identisch sind. Bei diesen Maschinen entfallen die Umsetzeinrichtungen zur Umformung von rotatorischer Energie in translatorische Energie und es können deutlich höhere Beschleunigungswerte erreicht werden. Der Primärteil dieser Maschine trägt die dreiphasige Drehstromwicklung und bildet den Schlitten der Achse. Der Sekundärteil ist mit Permanentmagneten beklebt und bildet die Führungsbahn des Schlittens. Durch passende Ansteuerung der Drehstromwicklungen im Schlitten entsteht die Vorschubkraft, die den Schlitten bewegt. Eingesetzt werden Linearmotoren bei hochdynamischen Zuführeinrichtungen, wie z.B. Leiterplattenbestückungsautomaten und Portalantrieben.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird genauer auf den dritten wichtigen Typ der Synchronservomaschine eingegangen, den Schlankläufer mit Rechteckständer. Er stellt die wohl am häufigsten zum Einsatz kommende Servomaschine dar. Dieser Maschinentyp wird auch als Synchronmaschine in Kompaktbauweise bezeichnet, was bereits darauf hindeutet, dass sich der Aufbau von dem einer konventionellen Synchronmaschine unterscheidet. Schon bei einfacher Betrachtung der Maschinen fällt auf, dass beide in Form und Größe nicht vergleichbar sind. Zudem ist die Servomaschine im Allgemeinen nicht nur als einfache rotierende Maschine zu sehen. Vielmehr ist die moderne Servomaschine intern mit der zur Steuerung notwendigen Sensorik ausgestattet, wodurch sie zu einem modular einsetzbaren Komplettantrieb wird. In der konventionellen Antriebstechnik müssen Größen wie Drehzahl, Drehrichtung oder Rotorlage durch zusätzliche mechanische Anbauten an der Maschine ermittelt werden. Diese Größen können beim Servoantrieb über eine Steckverbindung direkt aus dem Antrieb mit einer Datenleitung in die Leistungselektronik gespeist und dort verarbeitet werden. Im Folgenden soll nun konkret auf den Aufbau der permanent erregten Synchronservomaschine am Beispiel der am Servomaschinenstand der HAW vorliegenden SIEMENS 1FK7 Maschine eingegangen werden.

2.1. Aufbau der permanent erregten Synchronservomaschine in Kompaktbauweise

Bei der permanent erregten Synchronservomaschine handelt es sich, genau wie bei einer konventionellen Synchronmaschine, um eine Drehfeldmaschine.

Im Stator der Maschine liegt die Drehstromwicklung, die ein mit der Frequenz des speisenden Netzes rotierendes Drehfeld erzeugt. Diese Ständerwicklungen sind in Nuten untergebracht, die häufig geschrägt angeordnet werden, um Rastmomente zu reduzieren und damit einhergehende Reluktanzmomente zu verhindern. Reluktanz tritt im Zusammenhang mit permanent erregten Maschinen auf und stellt ein positionsabhängiges Drehmoment dar, welches zusammen mit dem Lastmoment auf die Maschine wirkt. Der permanent magnetische Rotor versucht sich dabei an den Statorzähnen auszurichten. Genutzt wird dieser Reluktanzeffekt beispielsweise bei Schrittmotoren.

In den Stator ist der permanent erregte Rotor eingebracht. Die Permanentmagneten werden dabei entweder auf den Rotor geklebt, oder in Nuten eingebracht. Der mechanische Aufbau des Rotors wird so kompakt wie möglich realisiert. Um eine größtmögliche Dynamik zu erreichen ist der Rotordurchmesser und damit einhergehend auch das Rotorträgheitsmoment möglichst gering.

Das rotierende magnetische Drehfeld, welches den Rotor umläuft, erzeugt eine rotatorisch wirkende Kraft, die eine mechanische Drehbewegung des Rotors zur Folge hat. Ein Südpol des Rotors wird dabei von einem Nordpol des Drehfeldes geführt und ein Nordpol des Rotors von einem Südpol des Drehfeldes. Die Drehbewegung von Rotor und Drehfeld des Stators erfolgt dabei synchron, das bedeutet Drehfeld und Rotor drehen sich mit der selben Winkelgeschwindigkeit.

Die 1FK7 Synchronmaschine der Firma Siemens zeichnet sich durch die kompakte Bauform aus. Sie ist speziell für den Einsatz in beengten Platzverhältnissen entworfen und weist, auf Grund ihrer hohen Überlastfähigkeit, eine große Dynamik auf. Durch diese Attribute eignet



Abbildung 2.1.: Ansicht der Siemens 1FK7 Synchronservomaschine

sich die 1FK7 Synchronmaschine in großem Maße für sogenannte Motion-Control Anwendungen. Dazu gehören beispielsweise Vorschub- und Hilfsachsen von Werkzeugmaschinen, Spritzguss-, Verpackungs- und Druckmaschinen. In [Abbildung 2.1](#) ist deutlich der rechteckige Stator der Maschine zu erkennen. Dieser Aufbau im Zusammenspiel mit dem kompakt aufgebauten Rotor macht deutlich, woraus die Bezeichnung Schlankläufer mit Recheckständer resultiert. Die mechanischen Abmessungen der Maschine sind mit einer Breite und Höhe von 12,6 cm und einer Länge von 22,3 cm deutlich geringer als bei einer vergleichbar belastbaren konventionellen Synchronmaschine.

Im Folgenden soll nun der innere Aufbau der 1FK7 Synchronservomaschine an Hand einer Prinzipdarstellung verdeutlicht werden. Die physikalischen Zusammenhänge und das Ersatzschaltbild werden anschliessend in [Kapitel 3.1](#) zur Herleitung des regelungstechnischen Modells näher beleuchtet.

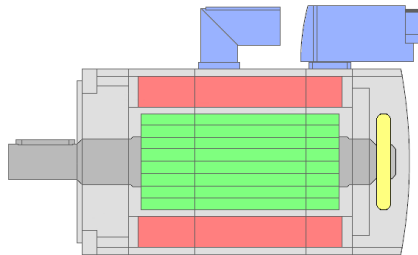


Abbildung 2.2.: Mechanischer Aufbau der 1FK7 Synchronservomaschine

Der interne Aufbau gestaltet sich prinzipiell gemäß Abbildung 2.2. Zur besseren Identifikation wurden die verschiedenen relevanten Bereiche farblich markiert.

- **Grau:** Stator der Maschine.
- **Dunkelgrau:** Rotorwelle der Maschine
- **Grün:** permanent magnetischer Rotor der Maschine.
- **Rot:** Ständerwicklung der Maschine
- **Blau:** Anschlussstecker zur Ansteuerung, Energieeinspeisung und Auswertung der Gebersignale
 - links: 6-polige Steckverbindung für Einspeisung und Bremse.
 - rechts: 10-polige Steckverbindung für Encoder- und Geberdaten.
- **Gelb:** in die Maschine integrierter Rotorlagegeber

Die Synchronservomaschine 1FK7 von Siemens kann auf Grund des Aufbaus und des damit verbundenen Verhaltens mit guter Genauigkeit als Vollpolmaschine betrachtet werden.

2.2. Typische Regelverfahren für Servomaschinen

Servomaschinen werden typischerweise kaskadengeregelt betrieben. Es handelt sich dabei um eine Drehzahlregelung mit einer unterlagerten Drehmomentregelung. Der Vorteil dieser Regelstruktur ist das bessere dynamische Verhalten im Vergleich zu einer konventionellen

Regelung ohne unterlagerte Regelkreise. Durch den unterlagerten Regelkreis werden bereits die wesentlichen Zeitkonstanten der Gesamtregelstrecke eliminiert. Der äußere Regelkreis muss damit nur noch die weniger großen Zeitkonstanten kompensieren.

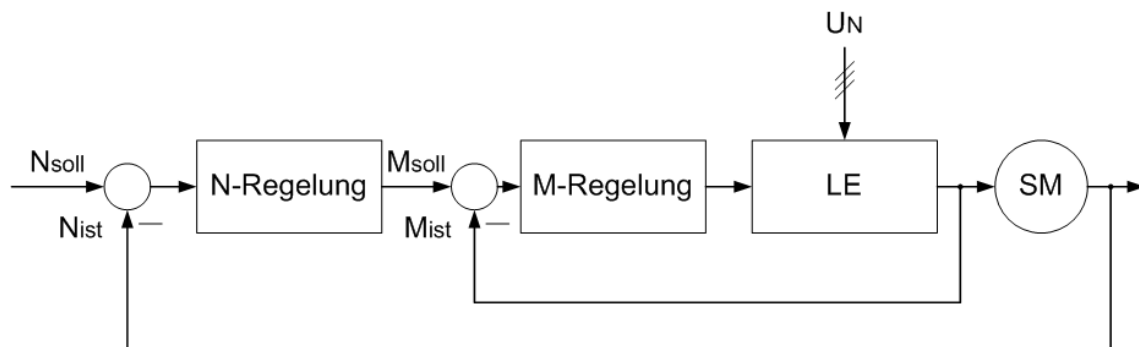


Abbildung 2.3.: Aufbau der Kaskadenregelung von Servomaschinen

Abbildung 2.3 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Regelkreises. Die Regelstrecke der Drehmomentregelung (M-Regelung) besteht dabei aus der die Maschine speisenden Leistungselektronik (LE) und der Servomaschine (SM).

Die Leistungselektronik besteht im Allgemeinen aus einem rückspeisefähigen Eingangsstromrichter, der die Zwischenkreisspannung des Antriebssystems erzeugt. Diese Zwischenkreisspannung kann über mehrere Wechselrichter an mehrere Servomaschinen verteilt werden. Angesteuert werden diese Wechselrichter durch die Drehmomentregelung. Da es sich bei der Drehmomentregelung um eine Stromregelung handelt, wird im Folgenden auf den Begriff Drehmomentregelung verzichtet und von Stromregelung gesprochen.

Der Stromregler gibt einen Steuerwert an den sogenannten Kommutierungsautomaten, der aus diesem Steuerwert ein Schaltmuster für den Wechselrichter erzeugt. Aus diesem Schaltmuster ergibt sich ein pulsweitenmodulierter Strom am Ausgang des Wechselrichters, der die Drehfeldwicklungen der Maschine durchströmt. Hinter dem leistungselektronischen Stellglied wird der Ausgangsstrom gemessen und dem Stromregelkreis über eine Rückkopplung zugeführt.

Der Drehzahlregelkreis (N-Regelung) ist dem Stromregelkreis überlagert. Das bedeutet, dass hier der Stromregelkreis Teil der Regelstrecke ist und damit bei der Auslegung berücksichtigt werden muss. Die Stellgröße des Drehzahlregelkreises ist die Drehmomentvorgabe M_{soll} für den Stromregelkreis. Die Rückkopplung der Ist-drehzahl erfolgt über den maschineninternen Drehzahlgeber.

Ein weiteres übliches Regelverfahren ist die Lageregelung nach Abbildung 2.4. Bei diesem Verfahren wird der bereits erläuterten Kaskadenregelung eine weitere Ebene überlagert. Dieses Regelungsverfahren ist speziell für Bewegungsachsen geeignet. Anhand der Anzahl der Umdrehungen und der aktuellen Lage des Rotors kann exakt auf die Position der Bewegungsachse geschlossen werden. Als Bewegungsachse sind Anwendungen wie beispiels-

weise Spindelantriebe, Roboterachsen oder Vorschubachsen üblich. Bei diesen Anwendung ist die genaue Bestimmung der aktuellen Position dringend erforderlich. Ermittelt wird die aktuelle Rotorlage durch den Inkrementalgeber (LG) in der Maschine. Die Regelung und damit

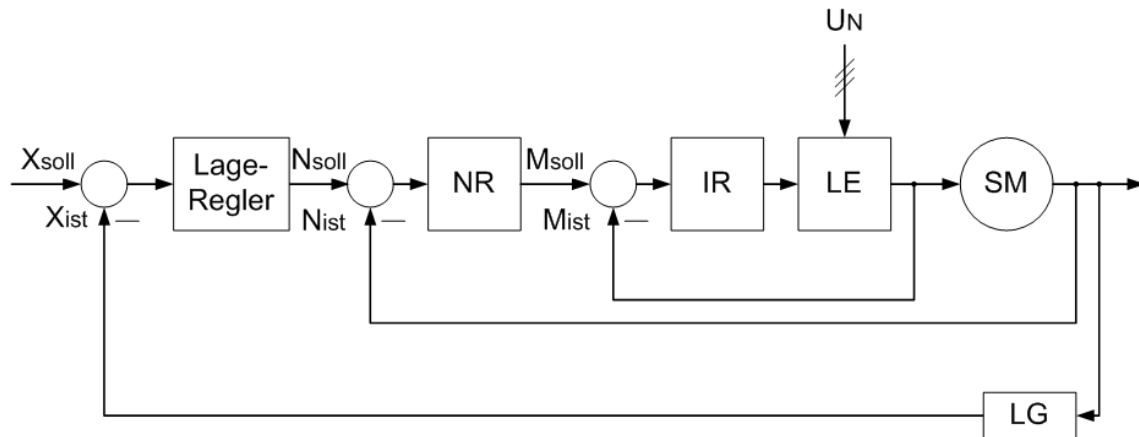


Abbildung 2.4.: Aufbau der Lageregelung von Servomaschinen

verbunden auch die Parametrierung der einzelnen Regler erfolgt nicht wie in der Vergangenheit üblich durch analoge Hardware, sondern wird bei modernen Antriebskonzepten durch Software-tools realisiert. Siemens stellt zur Konfiguration der Sinamics S120 Komponenten das Software-tool Starter zur Verfügung mit dem die Parametrierung und Optimierung der Reglerkaskaden durchgeführt werden kann. Die Optimierung der Reglerparameter kann dabei voll automatisch durch das tool vorgenommen werden.

Bei Sinamics S120 handelt es sich um einen modular aufgebauten Systembaukasten der Firma Siemens mit dem sich praktisch jedes beliebige Antriebskonzept von der Leistungselektronik, über externe I/O-Baugruppen, bis hin zu den Antrieben und der Busanbindung projektieren und realisieren lässt. Dabei sind alle Komponenten aufeinander abgestimmt, was eine hervorragende Performance ermöglicht. Die Optimierungsalgorithmen der Software bleiben allerdings im Verborgenen, sodass über die verwendeten Verfahren keine Aussage getroffen werden kann. Die daraus resultierende Regelgüte ist somit nur durch die praktisch ermittelten Kurvenverläufe und deren Analyse bewertbar.

Im Allgemeinen handelt es sich bei der modernen Regelung von Servomaschinen um eine digitale Regelung. Anders als bei der analogen Regelungstechnik sind damit sämtliche Signale nun keine zeitkontinuierlichen Funktionen mehr, sondern stehen nur noch zeitdiskret zur Verfügung. Das bedeutet, dass es keine kontinuierlichen Signalverläufe gibt. Das kontinuierlich vorliegende Signal wird äquidistant mit der Abtastzeit T_{abt} abgetastet. Der Zahlenwert, den das Signal zum Zeitpunkt der Abtastung hat, wird verarbeitet. Signaländerungen werden erst beim nächsten Abtastzeitpunkt berücksichtigt. Damit ist deutlich, dass die Reaktion der digitalen Regler und damit einhergehend die Regelgüte des Gesamtsystems direkt von der Größe der Abtastzeit abhängen.

Um die Theorie zur Reglerauslegung für zeitkontinuierliche Systeme weiterhin anwenden zu können muss die Abtastzeit deutlich kleiner sein, als die kleinste Zeitkonstante der Regelstrecke groß ist. Die Abtastzeit beträgt $T_{abt} = 125 \mu s$. Die Zeitkonstante der Regelstrecke entspricht der elektrischen Zeitkonstante der untersuchten 1FK7-Maschine und wird durch den Quotienten aus Induktivität und Widerstand der Ständerwicklung berechnet.

$$T_{el} = \frac{L_S}{R_S} = \frac{13.0 mH}{1,35 \Omega} = 9,63 ms \quad (2.1)$$

Damit ist die elektrische Zeitkonstante mit einem Faktor von ca. 77 deutlich größer, als die Abtastzeit. Das untersuchte System kann also als quasistetig bezeichnet werden.

2.3. Maschinendaten SIEMENS 1FK6

Die Siemens 1FK6 Synchronmaschine wurde für ein großes Spektrum an Einsatzmöglichkeiten entwickelt. Sie eignen sich speziell für den Einsatz an Industrierobotern, Portalen und Werkzeugmaschinen.

Die Maschinendaten der 1FK6 Synchronservomaschine aus dem Hause Siemens sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Bezeichnung	Formelzeichen	Größe
Bemessungsmoment	M_N	6,0 Nm
Bemessungsstrom	I_N	4,7 A
Bemessungsspannung	U_N	287 V _{eff}
Bemessungsdrehzahl	n_N	3000 min ⁻¹
Bemessungsleistung	P_N	1,88 kW
Stillstandsmoment	M_0	11 Nm
Stillstandsstrom	I_0	7,9 A
Maximaldrehzahl (mechanisch)	n_{max}	6600 min ⁻¹
Maximalstrom	I_{max}	28,0 A
Polpaarzahl	p	3
Trägheitsmoment	J	1,61 · 10 ⁻³ kgm ²
Ständerwiderstand (kalt)	R_S	0,83 Ω
Streuinduktivität	L_S	6,5 mH
Drehmomentkonstante	K_M	1,39 Nm/A
Spannungskonstante	K_U	92 V _{eff} /1000 min ⁻¹

Tabelle 2.1.: Maschinendaten Siemens 1FK6 Synchronservomaschine

Bei der Spannungskonstanten K_U der Maschine ergibt sich eine Besonderheit von Siemens. Gemäß Listenhandbuch (Stand 05.2006) der Sinamics Dokumentation ist sie definiert als effektive Spannung pro 1000 Umdrehungen pro Minute. Diese Angabe ist laut Fachliteratur unüblich ([8] - Seite 63) und wird entsprechend umgeformt

$$\begin{aligned}
 K_U &= 92 \frac{V}{1000 \text{min}^{-1}} = 92 \frac{V}{1000 \text{min}^{-1} \cdot \frac{2\pi}{60}} = 92 \frac{V}{16 \frac{2}{3} \text{s}^{-1} \cdot 2\pi} \\
 &= \frac{92}{104,72} \frac{V}{\frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 0,879 \frac{Vs}{\text{rad}}
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

Diese Daten werden für alle weiteren Betrachtungen und Überlegungen als Referenz herangezogen und analysiert. Die Aufschlüsselung des Typenschlüssels (Bestellnummer) der Maschine liefert Tabelle 2.2.

Bestellnummer	Bedeutung
1	elektrische Maschine
F	Synchronmaschine
K	Drehstromservomaschine
6	Maschinenbaureihe
063-	Baugröße und Baulänge
6	Polzahl
A	Selbstkühlung
F	Bemessungsdrehzahl 3000min^{-1}
7	Zwischenkreisspannung 600V
1-	Bauform IM B5
1	Stecker drehbar um 270
T	Resolver 2-polig
G	glatte Welle, Rundlauf toleranz N, ohne Haltebremse
0	Schutzart IP64

Tabelle 2.2.: Maschinenschlüssel der Siemens 1FK6 Synchronservomaschine

Für den untersuchten Versuchsstand dient die Maschine der Baureihe 1FK6 lediglich als Belastungsmaschine. Dennoch ist das im weiteren Verlauf zu entwickelnde Simulationsmodell nach Änderung der Streckenparameter auch für diese Maschine gültig.

2.4. Maschinendaten SIEMENS 1FK7

Die Synchronservomaschine der Baureihe 1FK7 von Siemens ist die Nachfolgenerati-
on der 1FK6 Baureihe. Auf Grund der im Vorfeld bereits beschriebenen Weiterentwicklung
der permanentmagnetischen Werkstoffe konnte in der neuen Modellreihe die Bauform noch
kompakter gestaltet und das Rotorträgheitsmoment verringert werden. Diese Weiterentwick-
lung verbessert die Dynamik des Antriebs weiter und führt zu einer höheren Leistungsdichte
in der Maschine. Die Einsatzgebiete haben sich trotz der Weiterentwicklung nicht geändert.
Aus einem Werbefilm der Firma Siemens geht hervor, dass bei der Weiterentwicklung der
1FK7 Baureihe viel Wert darauf gelegt wurde den Motorgeber mechanisch vom Rest der Ma-
schine zu entkoppeln, wodurch die Servicefreundlichkeit der Maschine stark erhöht werden
konnte. Durch diese Entkopplung braucht nun bei einem Geberschaden in einem Servomo-
tor vom Typ 1FK7 nicht mehr die komplette Maschine getauscht zu werden, sondern nur die
Gebereinheit. Das erspart Neuparametrierung und Neujustierung der Maschinenachse und
damit verbunden auch Ausfallzeiten des betroffenen Antriebssystems.

Die Maschinendaten der Siemens 1FK7 Synchronservomaschine sind der Tabelle 2.3 zu
entnehmen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Größe
Bemessungsmoment	M_N	4,7 Nm
Bemessungsstrom	I_N	3,7 A
Bemessungsspannung	U_N	280 V_{eff}
Bemessungsdrehzahl	n_N	3000 min^{-1}
Bemessungsleistung	P_N	1,48 kW
Stillstandsmoment	M_0	6,0 Nm
Stillstandsstrom	I_0	4,45 A
Maximaldrehzahl (mechanisch)	n_{max}	7200 min^{-1}
Maximalstrom	I_{max}	15,0 A
Polpaarzahl	p	4
Trägheitsmoment	J	$1,02 \cdot 10^{-3} kgm^2$
Ständerwiderstand (kalt)	R_S	1,35 Ω
Streuinduktivität	L_S	13 mH
Drehmomentkonstante	K_M	1,33 Nm/A
Spannungskonstante	K_U	85,5 $V_{eff}/1000 min^{-1}$

Tabelle 2.3.: Maschinendaten Siemens 1FK7 Synchronservomaschine

Auch für den Antrieb der Baureihe 1FK7 ist die unübliche Skalierung der Einheit für die Span-
nungskonstante zu finden.

Analog zur Vorgehensweise bei der Siemens 1FK6 Maschine ist die Spannungskonstante entsprechend umzuformen.

$$\begin{aligned}
 K_U &= 85,5 \frac{V}{1000 \text{min}^{-1}} = 85,5 \frac{V}{1000 \text{min}^{-1} \cdot \frac{2\pi}{60}} = 85,5 \frac{V}{16 \frac{2}{3} \text{s}^{-1} \cdot 2\pi} \\
 &= \frac{85,5}{104,72} \frac{V}{\frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 0,817 \frac{Vs}{\text{rad}}
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

Auch für die 1FK7 Maschine werden diese Daten zur näheren Betrachtung und Analyse im weiteren Verlauf herangezogen. Die im Typenschlüssel enthaltenen Daten für die Maschine sind in Tabelle 2.4 auf Seite 21 erklärt. Die Maschine der Baureihe 1FK7 soll als Modellmaschine für die Herleitung des regelungstechnischen Modells dienen. Sie bildet die zu untersuchende Regelstrecke.

Bestellnummer	Bedeutung
1	elektrische Maschine
F	Synchronmaschine
K	Drehstromservomaschine
7	Maschinenbaureihe
060-	Baugröße und Baulänge
5	Compact (Generation 1)
A	Selbstkühlung
F	Bemessungsdrehzahl 3000min^{-1}
7	Zwischenkreisspannung 600V
1-	Bauform IM B5
1	Stecker drehbar um 270
D	Inkrementalgeber 22bit (DRIVE-CLIQ)
B	Welle mit Passfeder, Rundlauf toleranz N, mit Haltebremse
0	Schutzart IP64

Tabelle 2.4.: Maschinenschlüssel der Siemens 1FK7 Synchronservomaschine

Im Folgenden wird aus den an Hand der Dokumentation von Siemens gewonnenen Daten ein regelungstechnisches Modell des Maschinenstandes entwickelt. Dazu werden die Antriebe einzeln betrachtet und auf der Basis ihrer Eigenschaften und den damit verbundenen physikalischen Verhaltensweisen analysiert.

3. Entwicklung des regelungstechnischen Modells der Versuchsanlage

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Herleitung des regelungstechnischen Modells der am Versuchsstand des Maschinenlabors vorhandenen Servomaschinen und der Regelungsstruktur. Es werden schrittweise die einzelnen Komponenten des Regelkreises entworfen und analysiert. Ziel ist es ein Modell zu entwickeln, das den Regelkreis mit guter Näherung nachbildet. Der Regelkreis wird im Allgemeinen in drei Ebenen unterschieden.

Die Komponentenebene dient der Analyse der einzelnen Komponenten des Antriebssystems. (Maschinen, Leistungselektronik, Getriebe, Lager, etc.). Die Komponentenebene wird größtenteils durch die vom Hersteller zur Verfügung gestellten Dokumentationsunterlagen abgedeckt und ist für die hier vorliegende Konfiguration nicht tiefer zu analysieren.

Die Subsystemebene wird als Abstraktionsebene für die Verkettung einzelner Komponenten genutzt. Dabei werden verkettete Komponenten zu Funktionseinheiten zusammengefasst. Diese Überführung von verketteten Komponenten in ein vereinfachtes Modell zur Nachbildung mit guter Näherung hilft, den Arbeitsaufwand zur Implementierung und die Simulationszeit für komplexe Systeme zu verringern.

Auf der Gesamtsystemebene werden die einzelnen Subsysteme sinnvoll verknüpft. Auch hier können weitere Abstraktionen der einzelnen Subsysteme vorgenommen werden, um die Übersichtlichkeit des Gesamtmodells zu verbessern. Anschließend kann das Verhalten des Gesamtantriebs analysiert werden.

3.1. Regelungstechnisches Modell der Synchronservomaschine

Das regelungstechnische Modell der Synchronservomaschine definiert sich durch ihr physikalisches Verhalten. Aus den physikalischen Gleichungszusammenhängen kann ein Modell mit guter Genauigkeit entwickelt und erklärt werden.

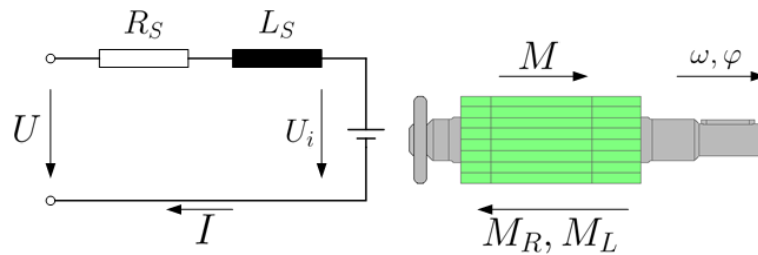


Abbildung 3.1.: Ersatzschaltbild und mechanisches Modell der Synchronservomaschine

Legende zur Abbildung 3.1:

- U : Spannung an der Ständerwicklung
- I : Strom in der Ständerwicklung
- U_i : Polradspannung
- R_S : Widerstand der Ständerwicklung
- L_S : Induktivität der Ständerwicklung
- M : Abgegebenes Drehmoment
- M_R : Reibungsmoment des Rotors (mechanisch) inklusive Reluktanzmoment
- M_L : Lastmoment, das auf den Rotor wirkt
- ω : Winkelgeschwindigkeit des Rotors
- φ : Rotorlage

Die aus dem Ersatzschaltbild resultierenden Zusammenhänge beruhen auf grundlegenden physikalischen Gesetzen und lassen sich folgendermaßen beschreiben:

Nach dem ersten Kirchhoffschen Gesetz folgt für die Maschengleichung

$$U(t) = R \cdot I(t) + L \cdot \frac{dI(t)}{dt} + U_i(t) \quad (3.1)$$

Das abgegebene Drehmoment resultiert aus der sogenannten Lorentzkraft, die die Wirkung eines magnetischen Feldes mit der Flussdichte B auf einen bewegten Ladungsträger q beschreibt. Die allgemeine Definition der Lorentzkraft lautet:

$$F_L = I \cdot B \cdot l \text{ mit } l = \text{Leiterlänge} \quad (3.2)$$

Aus dem physikalisch elementaren Zusammenhang $M = F \cdot r$ folgt für das von der Maschine mit N Wicklungen abgegebene Drehmoment:

$$M(t) = N \cdot F_L \cdot r = N \cdot I \cdot B \cdot l \cdot r \quad (3.3)$$

Die Wicklungszahl N , die Leiterlänge l und die Flussdichte B , sowie der Drehachsenradius des Rotors r sind maschinengebundene Konstanten und werden in der Drehmomentkonstanten K_M zusammengefasst. Damit folgt für die Berechnung des Drehmoments:

$$M(t) = K_M \cdot I \quad (3.4)$$

Durch diesen formellen Zusammenhang mit der Drehmomentkonstanten K_M der Maschine folgt, dass das Drehmoment direkt proportional zum Strom ist.

Die Polradspannung entsteht durch die Bewegung des permanenterregten Rotors innerhalb des Ständers. In den Leiterschleifen der stromlosen Ständerwicklungen wird dabei durch das Magnetfeld des Rotors gemäß des Generatorprinzips eine Spannung induziert. Die dabei auf die Ladungsträger wirkende Kraft hat betragsmäßig die gleiche Größe wie die Lorentzkraft, ist ihr jedoch entgegengerichtet. Diese Kraft wird als Coulombkraft F_C bezeichnet. Die Höhe der induzierten Spannung ist direkt proportional zur relativen Bewegung des Rotors gegenüber dem Stator, das heißt sie hängt proportional von der Bahngeschwindigkeit des Rotors der Maschine ab. Es gilt damit für $U_i(t)$

$$U_i(t) = N \cdot B \cdot l \cdot v \quad (3.5)$$

Da die Bahngeschwindigkeit keine übliche Größe für die Betrachtung von rotierenden Maschinen ist, wird sie in die Winkelgeschwindigkeit ω umgerechnet.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{d\varphi(t)}{dt} \quad (3.6)$$

Mit der Winkelschwindigkeit ω folgt für $U_i(t)$ unter Berücksichtigung der maschinengebundenen Konstanten

$$U_i(t) = N \cdot B \cdot l \cdot r \cdot \omega = K_U \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt} \quad (3.7)$$

Die Konstante K_U wird als Spannungskonstante bezeichnet. Für das Drehmoment der Maschine gilt im ersten Ansatz der grundlegende Zusammenhang für rotatorische Bewegung gemäß des 2. Newtonschen Gesetzes.

$$M = J \cdot a \quad (3.8)$$

Wie sich im weiteren Verlauf zeigen wird muss dieser Ansatz noch erweitert werden. Als Komponenten des Drehmomentes, die auf die Maschine wirken, müssen hier das Reibmoment M_R und das Lastmoment M_L beachtet werden.

Die Beschleunigung a entspricht der zweifachen Ableitung der Position nach der Zeit.

$$M(t) - M_R - M_L = J \cdot a = J \cdot \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} \quad (3.9)$$

Aus Gleichung (3.4) ist bekannt, dass das Drehmoment $M(t)$ das Produkt des Stromes $I(t)$ und der Momentenkonstante K_M ist. Dadurch ergibt sich für Gleichung (3.9)

$$K_M \cdot I(t) - M_R - M_L = J \cdot \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} \quad (3.10)$$

Um ein regelungstechnisches Abbild der Maschine zu erhalten werden die ermittelten Zusammenhänge durch die Laplacetransformation in den Bildbereich überführt. Es gilt mit der Maschengleichung nach dem zweiten Kirchhoffschen Gesetz für die Differentialgleichung des elektrischen Systems

$$U(t) = R \cdot I(t) + L \cdot \frac{dI(t)}{dt} + K_U \cdot \frac{d\varphi(t)}{dt} \quad (3.11)$$

Die Laplace-transformierte Gleichung lautet

$$\begin{aligned} U(s) &= R \cdot I(s) + L \cdot s \cdot I(s) + K_U \cdot s \cdot x(s) \\ &= (R + L \cdot s) \cdot I(s) + K_U \cdot s \cdot x(s) \end{aligned} \quad (3.12)$$

Die Differentialgleichung des mechanischen Teilsystems lautet

$$J \cdot \frac{d^2\varphi(t)}{dt^2} = K_M \cdot I(t) - M_R - M_L \quad (3.13)$$

Die Laplace-transformierte Gleichung lautet

$$J \cdot s^2 \cdot \varphi(s) = K_M \cdot I(s) - M_L - M_R \quad (3.14)$$

Diese Laplace-transformierten Gleichungen können nun in ein regelungstechnisches Modell überführt werden. Es ist bekannt, dass die Ausgangsgröße des elektrischen Übertragungssystems der Eingangsgröße für das mechanische Übertragungssystem entspricht. Beide Übertragungssysteme werden gekoppelt und mit den jeweiligen Rückkopplungen versehen. Abbildung 3.2 zeigt das resultierende Blockschaltbild. Dieses Blockschaltbild liefert ein regelungstechnisches Modell der Servomaschine mit guter Genauigkeit. Es beschränkt sich jedoch auf das reine Modell der unbelasteten Maschine, bzw. der ideal belasteten Maschine. Unter ideal belastet ist dabei die spiel- und elastizitätsfreie mechanische Kopplung zwischen Maschine und Belastung zu verstehen.

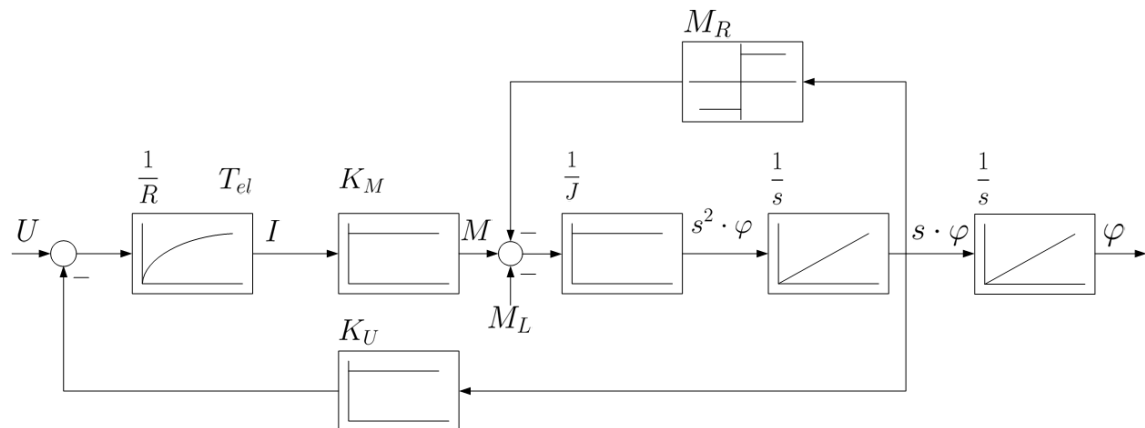


Abbildung 3.2.: Blockschaltbild des elektromechanischen Systems der Servomaschine

Durch den mechanischen Aufbau des untersuchten Servomaschinenstandes ergibt sich eine nicht ideale mechanische Belastung der Maschine. Die beiden Synchronservomaschinen sind auf dem Maschinenbett über sogenannte elastische RUPEX Kupplungen und die Drehmomentmesswelle miteinander verbunden. Bei der Drehmomentmesswelle handelt es sich um eine Torsionswelle, die durch den Grad ihrer Verwindung die Höhe des Drehmomentes bestimmt. Sowohl die Torsionsmesswelle, als auch die elastische RUPEX Kupplung führen dazu, dass die mechanische Kopplung zwischen der antreibenden Maschine und ihrer Last mit einer Elastizität behaftet ist. Damit ist klar, dass das regelungstechnische Modell der Synchronservomaschine um diesen mechanischen Schwingkreis erweitert werden muss. Dieser Schwingkreis wirkt praktisch wie eine Störgröße auf die Maschine.

Abbildung 3.3 zeigt das um die elastisch angekoppelte Last erweiterte Blockschaltbild. Da es sich bei der Belastung der Servomaschine ebenfalls um einen mit einer Trägheit behafteten Rotor handelt, ergibt sich lastseitig der gleiche Block aus einem Proportionalglied und zwei Integratoren. Beide trägheitsbehafteten Rotoren arbeiten damit über eine elastische Verknüpfung gegeneinander. Die Subsysteme 'Last' und 'Antrieb' sind damit über einen mechanischen Schwingkreis verknüpft.

Durch diese Verknüpfung kann in der in Kapitel 4 folgenden Simulation das gleiche Anlaufverhalten mit kurzzeitigen Einbrüchen nachgewiesen werden, wie am untersuchten Servomaschinenstand. Um die Funktion des mechanischen Schwingkreises näher zu untersuchen gehen wir von einem vorgegebenen Lastmoment M_L aus. Nach dem Einschwingvorgang befindet sich das System im stationären Zustand, das heißt dass sich die Drehzahl nicht weiter verändert und ein konstanter Maschinenstrom fließt. Durch die konstante Belastung mit M_L stellt sich eine Rotorlage der Belastungsmaschine von φ_2 ein, die durch die Torsionsmesswelle eine Differenz zur Rotorlage der Antriebsmaschine φ_1 aufweist. Da das Lastmoment negativ in die Berechnung des Maschinenmomentes eingeht, muss also die Differenz aus den Rotorlagen von Antriebs- und Belastungsmaschine eine relative Angabe des Belastungsmoments darstellen.

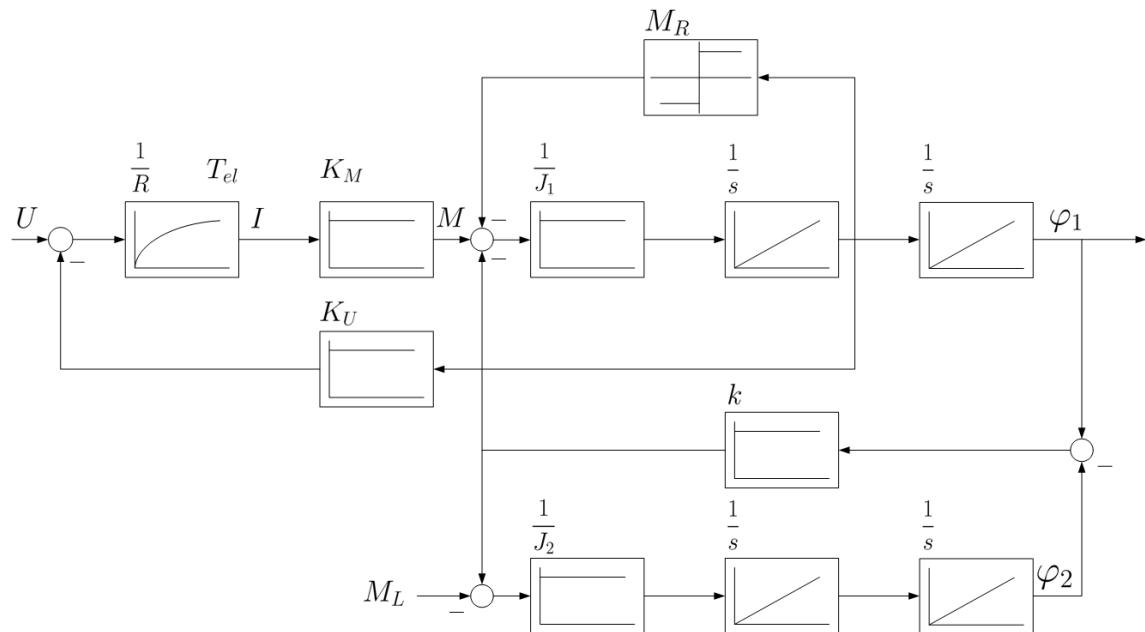


Abbildung 3.3.: Blockschaltbild der Synchronservomaschine mit elastischer Lastkopplung

Durch die Federkonstante k der Elastizität wird dieses relative Belastungsmoment in ein absolutes Moment umgewandelt. Es folgt

$$M_L = k \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) \quad (3.15)$$

Damit könnte unter gewissen Voraussetzungen die Federkonstante k experimentell am Maschinenstand ermittelt werden. Bei Vorgabe eines konstanten Belastungsdrehmoments kann die Differenz der Rotorlagen über die Lagegeber der Maschinen ermittelt und die Federkonstante berechnet werden. Die Abweichungen durch Toleranzen der Torsionswelle und des Anzeigegeätes, sowie dem Quantisierungsfehler bei der Analog-Digital Wandlung der Drehzahlerfassung können dabei vernachlässigt werden.

$$k = \frac{M_L}{\varphi_1 - \varphi_2} \quad (3.16)$$

Leider war dies am untersuchten Maschinenstand aus mehreren Gründen nicht möglich. So verfügen zwar beide Maschinen über einen Lagegeber, der die Rotorlage in Form einer Zahl ausgibt, jedoch handelt es sich dabei um zwei völlig unterschiedliche Geber. Die Belastungsmaschine der 1FK6-Baugruppe verfügt über einen zweipoligen Resolver. Die untersuchte Maschine vom Typ 1FK7 ist mit einem 22bit Inkrementalgeber ausgestattet. Der 2-polige Resolver der 1FK6 Maschine hat eine Auflösung von 1024 Inkrementen pro Umdrehung. Zum Vergleich hat der Inkrementalgeber der 1FK7-Maschine eine Auflösung von 2048

Inkrementen pro Umdrehung. Allein dieser Unterschied in den Auflösungen der Lagegeber macht eine Ermittlung der genauen Elastizitätskonstante nahezu unmöglich. Die Vorgehensweise bei der Messung ist zusätzlich sehr umständlich. Während eine Maschine nach rechts dreht, dreht die andere Maschine nach links. Das folgt augenscheinlich aus dem mechanischen Aufbau des Maschinenstandes. Die Werte der Lagegeber laufen also auseinander. Weiterhin ist Starter nicht dazu in der Lage ein konstantes Drehmoment auf die Welle der Antriebsmaschine zu geben, um den Unterschied der Inkremente bei konstanter Belastung zu ermitteln. In der Antwort des Systems auf einen Führungssprung kann zwar ein Bereich ausgemacht werden, in dem die Werte der Inkrementalgeber leicht auseinanderdriften, aber aus den gewonnenen Daten ließ sich schon aufgrund der Geberunterschiede kein nachvollziehbarer Wert für den Elastizitätsfaktor berechnen. Der Wertebereich, der sich durch die Umrechnung der Geberunterschiede aufspannt ist so groß, dass sich keine wissenschaftlich greifbare Größe bestimmen lässt, von der behauptet werden könnte, dass sie der Elastizitätsfaktor sei. Es wurde daher ein Wert aus der Menge des Wertebereiches gewählt, der in der Simulation gute Ergebnisse erzielt hat. Der Elastizitätsfaktor wird mit $k = 980$ angenommen.

Im Folgenden wird nun die Servomaschine zu einem Subsystemblock zusammengefasst und um die Blockschaltbilder der Regelungsstruktur erweitert. Die Gesamtübersicht des Antriebssystems wird am Ende dieses Kapitels unter 3.5 dargestellt.

3.2. Stromregelkreis

Der Stromregelkreis besteht im Wesentlichen aus einem PI-Regler und der durch die Leistungselektronik hervorgerufenen Totzeit.

Der PI-Stromregler besitzt die Proportionalverstärkung K_{Pi} und die Nachstellzeit T_{Ni} . Die Proportionalverstärkung hat dabei die Aufgabe die Drehzahlvorgabe des Drehzahlreglers möglichst schnell in eine entsprechende Stellgröße zu wandeln und damit die Istgröße der Sollgröße anzugleichen. Die Nachstellzeit kompensiert die elektrische Zeitkonstante T_{el} . Sie ergibt sich durch die Ständerinduktivität und den Wicklungswiderstand.

$$T_{el} = \frac{L_S}{R_S} \quad (3.17)$$

Die Totzeit $T_{tot'}$ der Leistungselektronik setzt sich aus mehreren Zeitkonstanten zusammen. So werden in der Gesamtzeit die Abtastzeit T_{abt} und Rechenzeit T_{CPU} der Leistungselektronik, sowie die im Stromrichter durch die Pulsweitenmodulation hervorgerufene Stromrichtertotzeit T_{PWM} zusammengefasst.

$$T_{tot'} = T_{abt} + T_{CPU} + T_{PWM} \quad (3.18)$$

Für die Verzögerung durch Rechen- und Abtastzeit kann mit guter Näherung die doppelte Abtastzeit angenommen werden. Die Abtastzeit beträgt $T_{abt} = 125\mu s$ und die Stromrichtertotzeit beläuft sich auf $T_{PWM} = 62,5\mu s$. Damit ergibt sich für die Gesamtzeit

$$T_{tot'} = 2 \cdot T_{abt} + T_{PWM} = 2 \cdot 125\mu s + 62,5\mu s = 312,5\mu s \quad (3.19)$$

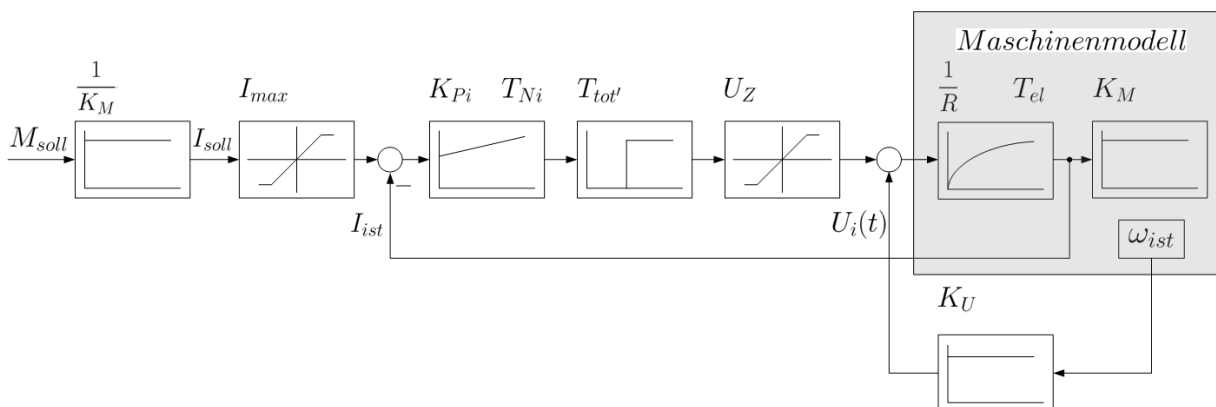


Abbildung 3.4.: Regelungstechnisches Modell des Stromregelkreises

Abbildung 3.4 zeigt den Stromregelkreis und die damit verbundenen Komponenten. Der Sollwert der Regelungsstruktur ist eine Drehmomentvorgabe. Um dieses Drehmoment in einen äquivalenten Stromwert umzuwandeln muss er durch die Drehmomentkonstante K_M geteilt und anschließend auf den Maximalstrom des Stromrichters begrenzt werden. Die Stellgröße des Reglers entspricht einer Spannungsvorgabe für die Maschine. Das PT-1 Glied zur Repräsentation des elektrischen Verhaltens der Maschine wandelt diese Spannungsvorgabe in den entsprechenden Iststrom. Die Spannungsvorgabe ist dabei begrenzt auf die Zwischenkreisspannung der Leistungselektronik U_Z . Um die durch die Rotation der Maschine induzierte Gegenspannung $U_i(t)$ zu kompensieren muss sie der Stellgröße als additive Größe zugeführt werden. Wird diese Kompensation nicht durchgeführt kommt es zu einer dauerhaften Regelabweichung im Drehzahlregelkreis, was dazu führt, dass die Regelung nicht korrekt arbeitet.

3.3. Drehzahlregelkreis

Der Drehzahlregelkreis ist dem Stromregelkreis in der Kaskadenstruktur übergeordnet. Zur Veranschaulichung werden Stromregelkreis und Synchronmaschine zu einem Ersatzblock zusammengefasst und nur die für den Drehzahlregelkreis relevanten Blöcke dargestellt.

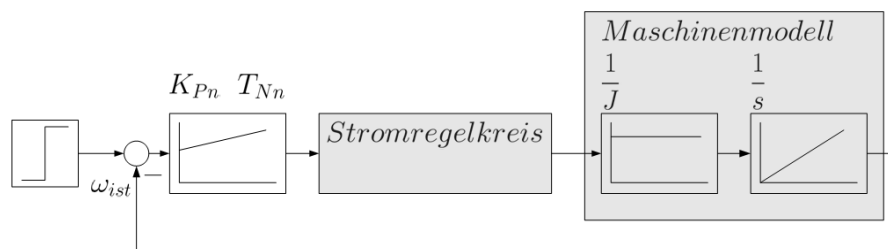


Abbildung 3.5.: Regelungstechnisches Modell des Drehzahlregelkreises

Abbildung 3.5 stellt den Drehzahlregelkreis dar. Er besteht aus einem PI-Regler, der die unterlagerte Stromregelung anregt und damit die Maschine regelt. Der Sollwert des Drehzahlregelkreises wird durch eine Sprungfunktion auf eine Drehzahl ω_{soll} nachgebildet. Diesem Sollwert ist die Istzahl ω_{ist} in Form einer Subtraktion entgegengerichtet. Die Regelgröße gibt dem Stromregelkreis eine Sollwertvorgabe, die dieser entsprechend Kapitel 3.2 verarbeitet. Nachdem der Stromregelkreis passend auf die Vorgabe des Drehzahlreglers reagiert hat, stellt sich die resultierende Istzahl ein, die in den Drehzahlregelkreis zurückgeführt wird.

3.4. Lageregelkreis

Der Lageregelkreis umgibt die Kaskadenstruktur von Strom- und Drehzahlregelkreis mit einer weiteren Ebene. Der Lageregler ist dabei ein P-Regler, der durch Vorgabe einer geforderten Rotorlage die Antriebsbewegung anfordert. Der Rotorlagegeber an der Maschine liefert den Lage-Istwert an den Lageregler zurück. Stimmen Rotor-Istlage und Rotor-Sollage überein, wird der Motor gestoppt. Da beim vorliegenden Versuchsstand lediglich zwei Maschinen gegeneinander arbeiten und deren Rotorlage damit nicht von Interesse ist, wird auf die konkrete Betrachtung der Lageregelung verzichtet. Zwar ließe sich mit Hilfe der Lageregelung ein 'Drehzahlfahrplan' abfahren, jedoch würde sich dadurch das regelungstechnische Verhalten der Maschinen nicht ändern. Die Überschwingweiten, Anregel- und Ausregelzeiten werden durch die unterlagerten Regelkreise definiert und wären für jede Drehzahländerung beim Erreichen einer vorgegebenen Rotorlage identisch.

3.5. Resultierendes Gesamtmodell des Regelkreises

Abbildung 3.6 auf Seite 32 stellt das Gesamtsystem dar. Zur Verbesserung der Lesbarkeit sind die Subsysteme farblich gekennzeichnet.

- **blau** Systemtheoretische Nachbildung der Servomaschine
- **rot** Systemtheoretische Nachbildung des Stromregelkreises
- **gelb** Systemtheoretische Nachbildung des Drehzahlregelkreises

Dieses Modell kann nun mit einem geeigneten Software-tool in ein Simulationsmodell überführt werden. Bei der anschließenden Analyse ist zu beachten, dass das Modell nur eine Nachbildung des theoretisch zu erwartenden Verhaltens darstellt. Auf Grund von Toleranzen in verschiedenen Baugruppen und Anlagenteilen kann das reale Verhalten eines so komplexen Antriebes nicht mit absoluter Genauigkeit nachgebildet werden. Vielmehr soll im Allgemeinen durch solch ein Modell eine erste Abschätzung des Verhaltens möglich sein. Die Betrachtung der vorliegenden Maschine beispielsweise beschränkt sich auf das elektromechanische Verhalten, ohne thermodynamische Aspekte zu berücksichtigen. Für den vorliegenden Fall ist dies ausreichend, da die Maschine nur kurzzeitig bei gleichbleibender Umgebungstemperatur betrieben wird. Für einen konkreten Anwendungsfall in einer gekapselten Industriemaschine können aber gerade die thermischen Aspekte erheblichen Einfluss auf das Verhalten des Antriebes haben. Die Entscheidung nach der wissenschaftlichen Tiefe des Modells ist damit immer mit dem erwarteten Nutzen und den zur Verfügung stehenden

Ressourcen gekoppelt. In den meisten Fällen ist der Gewinn an Genauigkeit aus ökonomischer Sicht für ein Unternehmen kaum tragbar und daher nicht sinnvoll. Eine weitere Verfeinerung eines solchen Modells unterliegt daher immer den geforderten Kriterien, die im Einzelfall betrachtet und definiert werden müssen.

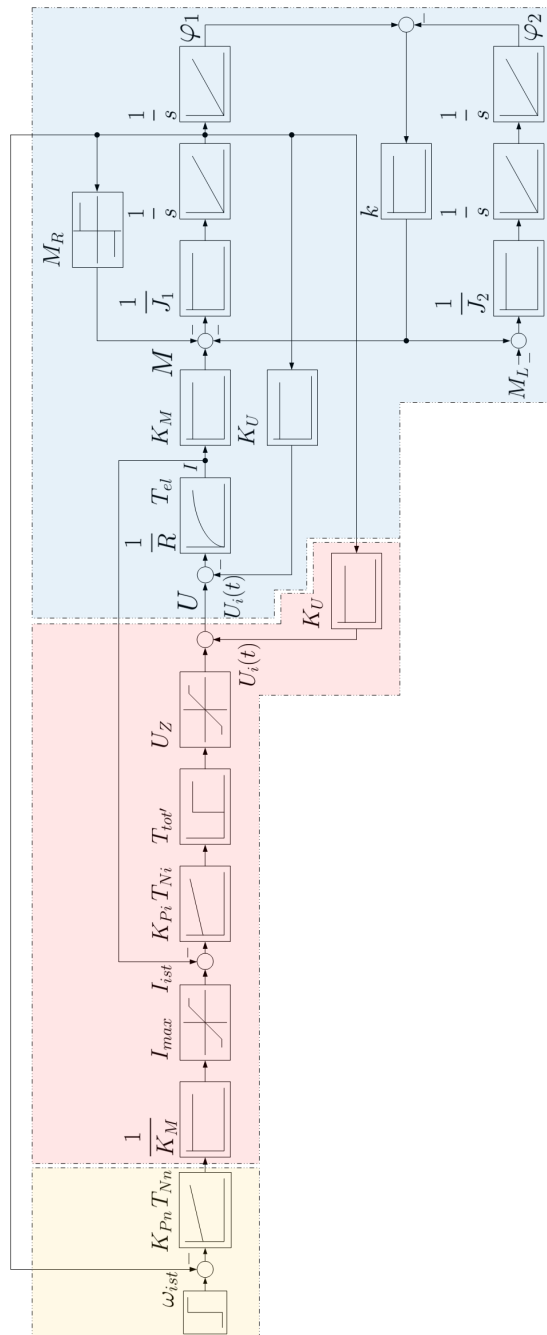


Abbildung 3.6.: Modell der systemtheoretischen Nachbildung des Gesamtsystems

4. Simulation des Antriebsverhaltens mit Matlab-Simulink

Das in Kapitel 3 hergeleitete systemtheoretische Modell für den Servoantrieb mit einer Kaskadenregelung soll nun in eine geeignete Simulation überführt werden. Als Standard für die Erstellung einer solchen Simulation hat sich das tool Simulink durchgesetzt. Simulink ist eine Erweiterung des Programms Matlab und stammt aus dem Hause The MathWorks. Es ermöglicht dem Benutzer komplexe Systeme über eine graphische Oberfläche in Blockstruktur nachzubilden. Dabei ist Simulink nicht auf ein spezielles Fachgebiet beschränkt. Durch die Vielzahl an umfangreichen Bibliotheken kann nahezu jedes System nachgebildet werden. Sollte für ein charakteristisches Verhalten kein vorgefertigter Block vorhanden sein, so kann er mit Hilfe der charakteristischen Differentialgleichung des Systems trotzdem implementiert werden.

Da eine vollständige Erklärung des Modellierungstools Simulink den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde, wird im Folgenden nur auf die Funktionsblöcke verwiesen, die für die Implementierung des entwickelten Modells notwendig sind.

Um ein möglichst elegantes Simulationsmodell zu erstellen, bietet es sich an, die Variablen und Parameter in einem sogenannten m-file in Matlab zu speichern und dieses file mit dem Simulink-Modell zu verknüpfen. Diese Vorgehensweise stellt sicher, dass das Modell nicht verändert werden muss wenn sich beispielsweise die Maschinendimension ändert. Die neuen Maschinenparameter können bequem im Workspace des m-files eingegeben werden und finden bei der Simulation automatische Berücksichtigung. Im Allgemeinen sind Änderungen bei den Baugruppen dadurch einfacher und schneller durchzuführen, weil der Benutzer sich nicht Block für Block durch die jeweiligen Block-Parameter arbeiten muss.

Um die Zusammengehörigkeit zwischen Simulink-Modell und Matlab m-file zu kennzeichnen, hat es sich gemäß Quelle [8] bewährt identische Namen für die Dateien zu vergeben und mit verschiedenen Endungen die Bedeutung der Datei hervor zu heben. Die Endung *MOD* steht dabei für das Simulink-Modell und *DAT* für die Maschinendaten, die im m-file hinterlegt sind. Um den aktuellen Entwicklungsstand deutlich zu machen wurde ein Revisionsstand eingefügt.

Die erstellte Simulation ist unter den folgenden Dateibezeichnungen abgelegt

- **Simulink-Modell** ServoSim_REV_03_MOD.mdl
- **Antriebsdaten** ServoSim_REV_03_DAT.m

4.1. Einführung in SIMULINK

Um das Simulationsmodell zu implementieren ist es notwendig die verschiedenen Funktionsblöcke geeignet zu verknüpfen und entsprechend der technischen Vorgaben zu parametrieren. Da von einer quasistetigen Regelung ausgegangen wird, werden nur Blöcke aus den Bibliotheken *Continuous* und *Discontinuous* verwendet. Eine Modellierung in diskreter Ausführung ist sehr viel aufwändiger, ohne jedoch wesentliche Genauigkeitsverbesserungen zu erzielen. Dadurch ist die Benutzung diskreter Blöcke aus der Bibliothek *Discrete* hier nicht sinnvoll.

Zur Implementierung des Modells wurden die Funktionsblöcke gemäß Tabelle 4.1 benutzt.

Funktionsblock	Verwendung
Gain	P-Glied
Integrator	I-Glied
Delay	Totzeit-Glied
Saturation	Begrenzungsglied
Transfer Function	Übertragungsfunktion (Bildbereich)
Step	ideale Sprungfunktion
Coulombic & Viscous Friction	Lagerreibung
Repeating Sequence	Nicht ideale Sprungfunktion

Tabelle 4.1.: Verwendete Matlab Simulink Funktionsblöcke

Bei der Parametrierung der einzelnen Funktionsblöcke können die zur Verfügung stehenden Parametereigenschaften direkt mit Werten beschrieben werden, die das Verhalten des Funktionsblocks definieren. Das direkte Beschreiben mit konkreten Werten macht dieses Modell jedoch, wie bereits beschrieben, unflexibel. Durch die Implementierung des m-files, können Modell und Modellparameter voneinander entkoppelt werden. Die Parameter können nun im m-file übersichtlich gegliedert abgelegt und bei der Parametrierung der Funktionsblöcke im Modell direkt angegeben werden. Dieses Vorgehen ist zwar bei der Erstellung einer Simulation zunächst aufwändiger, erleichtert aber die Wartung und Erweiterung des Modells erheblich. Häufiger auftretende Parameter können damit zentral für alle Blöcke verwaltet werden.

Eine umfangreiche Erklärung der Parametereigenschaften der verwendeten Funktionsblöcke sind Quelle [1] oder ähnlicher Fachliteratur zu entnehmen. Eine Kurzbeschreibung der verwendeten Parametereigenschaften sind in Quelle [8] Kapitel 4 (*Simulation*) aufgeführt.

4.2. Realisierung und Implementierung des Simulationsmodells

Die Implementierung wurde nach den im Vorfeld erläuterten Vorgaben durchgeführt. Die Vorgehensweise war dabei analog zu der Entwicklung des systemtheoretischen Modells nach Kapitel 3. Die Überführung in die Simulationsumgebung wird daher nur auf die benutzten Funktionsblöcke und deren Verknüpfung bezogen erläutert.

Als Anregung wird ein Sprung der Führungsgröße auf das System gegeben. Die Bedienung der Simulation soll möglichst einfach zu handhaben sein, weshalb dieser Sprung als Drehzahlsprung mit der Einheit min^{-1} über den Workspace vorgegeben werden soll. Um die korrekte Funktion der Simulation gewährleisten zu können, muss diese Drehzahlvorgabe in eine äquivalente Kreisfrequenz umgerechnet werden, da es sonst beispielsweise zu übermäßig hohen Simulationsströmen kommt. Aus der Expertenliste geht hervor, dass es sich um eine Maschine mit $p = 4$ Polpaaren [p0314] und einer Bemessungsdrehfeldfrequenz von $f_d = 200 Hz$ [p03XX] handelt. Damit gilt für die Bemessungskreisfrequenz

$$\omega_d = \frac{2\pi \cdot f_d}{p} = \frac{2\pi \cdot 200s^{-1}}{4} = 314,1 \frac{rad}{s} \quad (4.1)$$

Die Bemessungskreisfrequenz entspricht im Prinzip der Bemessungsdrehzahl. Einzig die Einheiten unterscheiden sie. Mit diesem Zusammenhang kann ein Umrechnungsfaktor K_ω bestimmt werden, mit dem eine Drehzahl n_{soll} direkt in eine äquivalente Kreisfrequenz ω_{soll} umgerechnet werden kann.

$$n_N = 3000 \text{ min}^{-1} \iff \omega_d = 314,4 \frac{rad}{s} \quad (4.2)$$

$$\omega_{soll} = n_{soll} \cdot \frac{314,1 \text{ rad}}{3000} \frac{1}{s} \cdot \text{min} = n_{soll} \cdot K_\omega$$

Der Faktor K_ω geht als Konstante ins Simulationsmodell ein und wird im m-file dementsprechend in die Gruppe der Modellparameter eingefügt. Im Simulationsmodell wird er direkt hinter dem Führungsgrößensprung als Umrechnungsfaktor ($n_{soll} \rightarrow \omega_{soll}$) und im Maschinenmodell als Rückrechnungsfaktor ($\omega_{ist} \rightarrow n_{ist}$) implementiert. Dieser Faktor ist für Maschinen mit einer Bemessungsdrehzahl von $n_N = 3000 \text{ min}^{-1}$ immer gleich.

4.2.1. Maschinenmodell

Das Maschinenmodell wurde entsprechend Abbildung 4.1 implementiert.

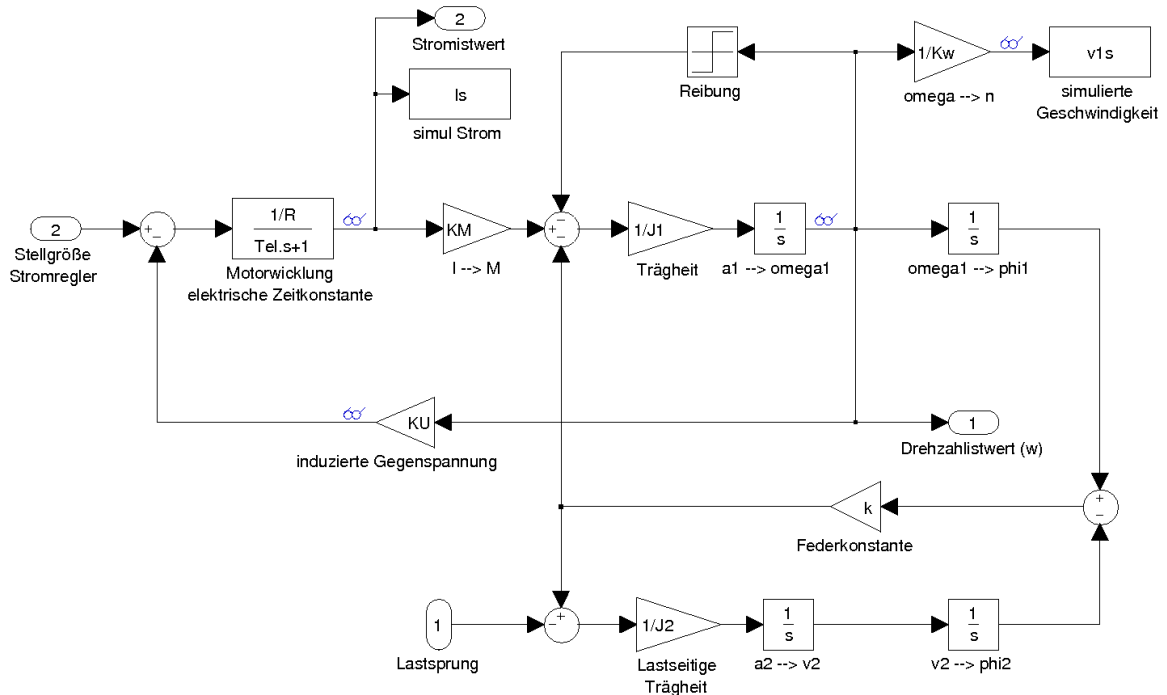


Abbildung 4.1.: Simulinkmodell der Synchronservomaschine

Da der Aufbau des Simulationsmodells dem des Blockschaltbildes entspricht, sei an dieser Stelle lediglich auf die sogenannten *Sources* und *Sinks* mit laufender Nummerierung hingewiesen. Das Modell der Synchronservomaschine wurde als *Subsystem* implementiert. Bestimmte *Sources* und *Sinks* verbinden ein Subsystem mit dem übergeordneten Gesamtmodell, oder stellen via m-file eine Verbindung zu einem Workspace in Matlab her. Als Eingangsgröße für das System dient beispielsweise die *Source* 2 mit der Bezeichnung Stromführungsgröße. Das bedeutet, dass der Subsystemblock im übergeordneten System einen Eingang mit dieser Bezeichnung erhält. Entsprechendes gilt für die Sinks. Eingangskanäle für Subsysteme sind in der Simulink Bibliothek *Sources* unter der Bezeichnung *In1* und Ausgangskanäle in *Sinks* unter *Out1* zu finden. Eine andere Art von *Sinks* sind die sogenannten *To Workspace* (*Bib. Sinks*) Funktionsblöcke. Sie stellen die Schnittstelle zwischen Simulationsmodell und Workspace her und stellen sicher, dass simulierte Ausgangsgrößen im Workspace, von zum Beispiel der *plot*-Funktion, verarbeitet werden können. Der Block *simulierte Geschwindigkeit* ist beispielsweise solch ein Funktionsblock.

Eine sehr nützliche Funktion von Matlab Simulink ist auf der Abbildung 4.1 ebenfalls zu erkennen. Es gibt die Möglichkeit an beliebigen Stellen des Systems sogenannte *Viewer* zu

implementieren die den Signalverlauf über die Simulationszeit aufzeichnen und auf einem virtuellen Oszilloskop, dem *scope*, ausgeben. Dabei gibt es praktisch keine Beschränkung in der Anzahl von Graphen in einem *scope*. Zu erkennen sind diese *Viewer* an der kleinen blauen Brille am betreffenden Systemzweig. Wie der *scope*-plot eines *Viewers* aussieht und welcher Nutzen aus solch einem *Viewer* ziehen lässt, wird im Kapitel 4.3 (*Simulationsergebnisse*) näher erläutert.

4.2.2. PI-Regler

Ein PI-Regler wird der Einfachheit halber in Simulink nicht durch seine Übertragungsfunktion aufgebaut, sondern durch ein Subsystem gemäß Abbildung 4.2.

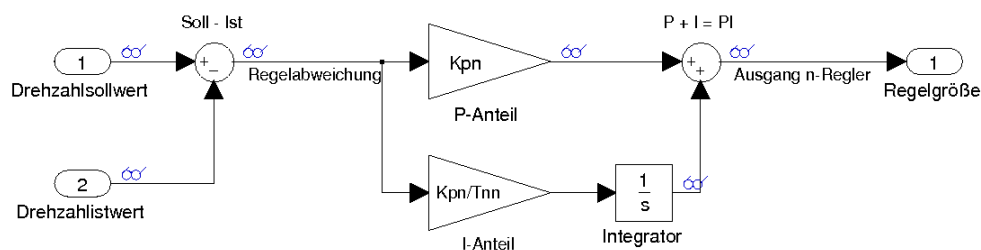


Abbildung 4.2.: Simulinkmodell eines PI-Reglers

Stellvertretend ist das Subsystem für den Drehzahlregler dargestellt. Als *Sources* sind Soll- und Istwert als die Eingänge des Subsystems vorhanden und als *Ausgang*, also als *Sink*, die Regelgröße. Die Regelgröße setzt sich aus einem P-Anteil und einem I-Anteil zusammen, die aufsummiert werden. Der P-Anteil ist eine einfache Multiplikation der Regelabweichung mit einem Verstärkungsfaktor, der I-Anteil eine Integration zum Erreichen der stationären Genauigkeit.

Damit sind die einzelnen Komponenten, in Form von mehreren Subsystemen, in der Simulation implementiert. Sie werden im Simulationsmodell verknüpft und bilden das Gesamtmodell. Der Vorteil dieser Gliederung besteht darin, dass die entwickelten Subsystemblöcke auch in anderen Simulationen Verwendung finden können. Das erleichtert die Entwicklung weiterer Simulationsmodelle.

4.2.3. Gesamtmodell

Das Gesamtmodell ist in Abbildung 4.3 auf Seite 38 dargestellt. Auf Grund der Gliederung des Modells in mehrere Subsysteme ist das Gesamtsystem übersichtlich und stellt die Kaskadenstruktur des Regelungssystems deutlich sichtbar dar.


```

KU = 0.816619;           % Vs/rad Spannungskonstante
MR = 0.121;             % Nm Reibmoment (Servo, Messwelle, etc)
Imax = 10;              % A Maximalstrom der LE
Uz = 600;               % V Maximale Zwischenkreisspannung
Komega = 0.1047;       % Umrechnungskonstante (n <--> omega)

% Regelstreckenparameter
TPWM = 62.5e-6;         % Stromrichterzeitkonstante
Tabt = 125e-6;          % Abtastzeit
Ttotges = TPWM + 2*Tabt; % Gesamttotzeit

% Fuehrungssprng und Stoersprung
Tfuehrung = 0.0;        %s Start fuer Fuehrungssprung
Tstoer = 0.4;           %s Start fuer Stoersprung
U0 = 100;               % V Eingangssprung (Fuehrungsgroesse)
ML = 4.7;               % Nm Lastsprung (Stoergroesse)

% Drehzahlreglerparameter
Kpn = 0.318;            % Proportionalverstaerkung
Tnn = 10e-3;           % s Nachstellzeit

% Stromreglerparameter
Kpi = 19.48;           % V/A Proportionalverstaerkung
Tni = 4e-3;            % s Nachstellzeit

% Simulationsparameter definieren
simulation_opt = simset('Solver', 'ode5', 'FixedStep', 1e-4);
Tsim=0.250;             % Simulationszeit

% Simulation starten
[x, y, t]=sim('ServoSim_REV_03_MOD', Tsim, simulation_opt);

% Simulationsergebnisse darstellen
figure(1);              % erste Grafik
plot(ts.signals.values, vls.signals.values, 'b'); grid;
xlabel('t in s');ylabel('n in 1/min');
title('Maschinendrehzahl');

figure(2);              % zweite Grafik
plot(ts.signals.values, Is.signals.values, 'r'); grid;
xlabel('t in s');ylabel('Strom in A');
title('Maschinenstrom');

```

4.3. Simulationsergebnisse

Die Simulation wird im abschließenden Teil dieses Kapitels nun auf korrekte Funktion überprüft und es wird die Genauigkeit bewertet. Um eine bewertbare Basis zu schaffen, müssen einleitend die Randbedingungen festgelegt werden. Das beinhaltet vor Allem die Definition von sinnvollen Reglerparametern. Da es vorerst nur um die Validierung des Simulationsmodells geht, werden die Reglerparameter auf die Standardwerte gesetzt, die das Siemens Inbetriebnahme-tool *Starter* vorgibt. Nachdem die Antriebsmaschine in das *Starter*projekt eingebunden wurde, werden die Reglerparameter mit *default*-Werten vorbelegt, die Starter anhand der Maschinendaten ermittelt. Es handelt sich dabei um nichtoptimierte Reglerparameter. Für die Validierung des Simulationsmodells sind diese Parameter zunächst ausreichend.

Parameter	Drehzahlregler	Stromregler
Proportionalverstärkung	$K_{pn} = 0,318$	$K_{pi} = 19,48$
Nachstellzeit	$T_{nn} = 10\text{ ms}$	$T_{ni} = 4\text{ ms}$
Führungssprung	$\Delta n = 100\text{ min}^{-1}$	

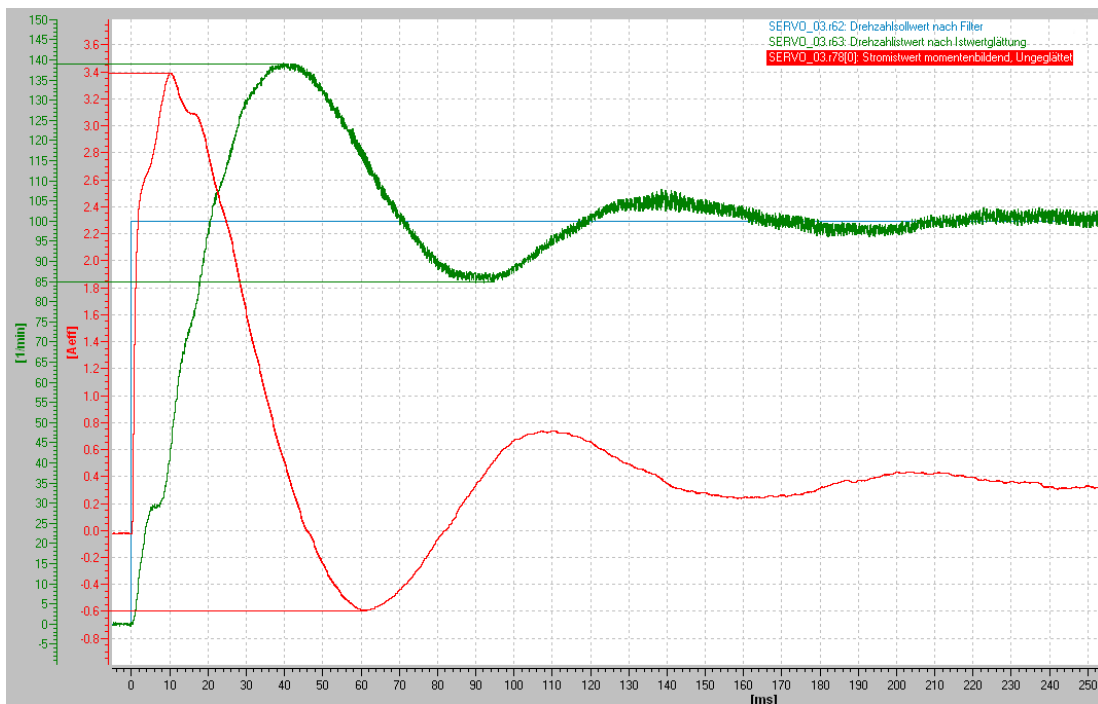
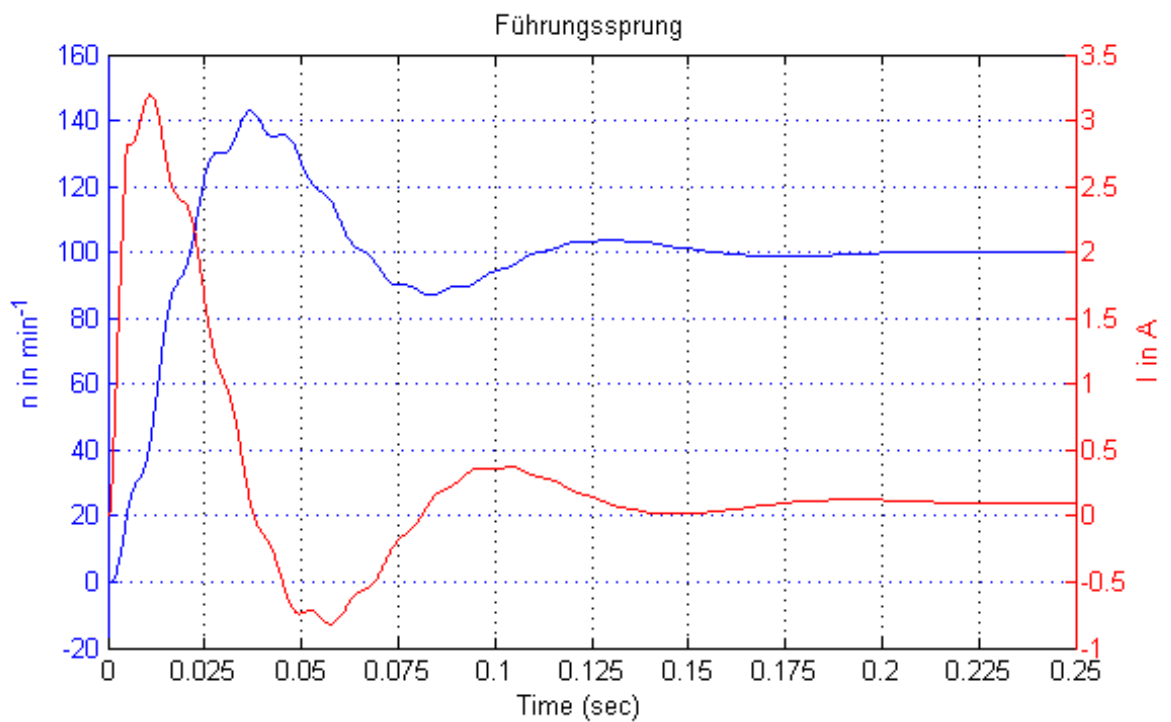
Tabelle 4.2.: Randbedingungen für die Validierung des Simulationsmodells

Die Sprungantwort auf einen Führungssprung von $\Delta n = 100\text{ min}^{-1}$ ist für das reale System in Abbildung 4.4 auf Seite 41 dargestellt. Die Sprungantwort des Simulationsmodells ist in Abbildung 4.5 auf Seite 41 zu finden.

Ein Vergleich der beiden Messungen zeigt, dass das Simulationsmodell die reale Maschine mit guter Genauigkeit nachbildet. In Tabelle 4.3 sind charakteristische Punkte aufgeführt, die zur Validierung der Genauigkeit des Modells beitragen.

Punkt	reale Maschine	Simulationsmodell	Δ
n_{max}	$140,1\text{ min}^{-1}$	$142,9\text{ min}^{-1}$	$2,8\text{ min}^{-1}$
I_{max}	$3,4\text{ A}$	$3,2\text{ A}$	$-0,2\text{ A}$
$T_{n_{max}}$	40 ms	$36,8\text{ ms}$	$-3,2\text{ ms}$
$T_{I_{max}}$	10 ms	11 ms	1 ms
T_{an}	$20,3\text{ ms}$	$21,3\text{ ms}$	1 ms
T_{aus}	157 ms	155 ms	-2 ms

Tabelle 4.3.: Unterschiede zwischen realer Maschine und Simulationsmodell

Abbildung 4.4.: Sprungantwort des realen Systems für $\Delta n = 100 \text{ min}^{-1}$ Abbildung 4.5.: Sprungantwort des Simulationsmodells für $\Delta n = 100 \text{ min}^{-1}$

Ein Vergleich der Messungen zeigt, dass die Unterschiede zwischen Simulation und realer Maschine sehr gering sind. Die charakteristischen Punkte der Simulation stimmen nahezu überein. Im Kurvenverlauf der Simulation sind die Schwingungen, die durch die elastisch gekoppelte Last hervorgerufen werden, länger vorhanden, als bei der realen Maschine. Dieses Verhalten resultiert aus der Tatsache, dass dämpfende Übertragungsglieder in der Simulation nicht näher berücksichtigt wurden. Der simulierte Schwingkreis arbeitet ungedämpft und schwingt daher länger. In der realen Anlage sorgen Istwertfilter dafür, dass dieses Schwingen in der zum Regelkreis zurückgeführten Ist-Drehzahl bedämpft wird. Durch diese Dämpfung wird das Schwingverhalten also mit fortlaufender Zeit kompensiert.

5. Auslegung der Regelung

Die Auslegung einer geeigneten Regelung unterliegt prinzipiell immer den Anforderungen, die durch die Anwendung vorgegeben werden. So sind für spezielle Anwendungen verschiedene Randbedingungen zu beachten. Für einen Förderband-, oder einen Linearachsenantrieb ist beispielsweise die Größe des Rucks entscheidend, der entsteht wenn die Maschine anläuft. Ist der Ruck zu groß, könnte das beförderte Werkstück, oder Material beschädigt werden. Bei Industrie- und Fertigungsrobotern ist neben dem Ruck auch die genaue Positionierung des Roboterarms von Bedeutung. In Walzwerken und Verseilanlagen steht der präzise und konstante Gleichlauf im Vordergrund.

Im Allgemeinen fordert eine gute Reglereinstellung stationäre Genauigkeit und gutes dynamischen Verhalten auf Führungs- und Störgrößenänderungen. Dabei ist zu beachten, dass die Auslegung der Regelung meist aus einem Kompromiss zwischen optimalem Führungs- und Störverhalten besteht. Eine Erhöhung der Verstärkung beispielsweise liefert bessere Ergebnisse bei der Genauigkeit, verringert jedoch die Stabilität des Systems.[6]

In diesem Kapitel werden verschiedene Reglerentwürfe vorgestellt, die als Standardkonfiguration bei der Reglerdimensionierung für Servoantriebe üblich sind. Die berechneten Reglerparameter werden anschließend durch das Simulationsmodell und die reale Anlage auf Tauglichkeit überprüft und analysiert. Das Ziel dieser Berechnungen soll also die Überprüfung der Anwendbarkeit der Theorie auf das untersuchte Antriebssystem sein. Als Basiskriterien der Untersuchung sollen dabei das symmetrische Optimum und das Betragsoptimum verwendet werden.

5.1. Reglerentwurf nach Standardkriterien

Der Standard Reglerentwurf für Servoantriebe sieht vor, dass der Stromregelkreis nach dem Betragsoptimum und der Drehzahlregelkreis nach dem symmetrischen Optimum ausgelegt wird.[7] Als Grundlage für die Untersuchungen des Stromregelkreises dient im Allgemeinen das Bode-Diagramm. Durch eine Reglerauslegung nach dem Betragsoptimum wird erreicht, dass der Amplitudengang im Bode-Diagramm des geschlossenen Regelkreises bis zu möglichst hohen Frequenzen der 0 dB -Linie folgt, also der Betrag des Amplitudenganges gleich 1 ist. Das bedeutet, dass die Regelgröße dem Sollwert bis hin zu möglichst hohen Frequenzen folgt. Dabei soll es nach Möglich keine Phasendrehung geben.

Dies hat zur Folge, dass es nur einen geringen Überschwinger von ca. 4% bei der Antwort des Systems auf einen Führungsgrößensprung gibt und Störungen schnell ausgeregelt werden.

Das symmetrische Optimum ist speziell für Regelstrecken mit integrierendem Verhalten ausgelegt. Wenn die Strecke über einen I-Anteil verfügt und eine Störgröße wirkt, bleibt bei der Auslegung nach Betragsoptimum eine dauerhafte Regeldifferenz erhalten. Das symmetrische Optimum eliminiert diese Regeldifferenz. Es ist das typische Kriterium zur Optimierung einer Drehzahlregelung mit unterlagerter Stromregelung. Regelkreise mit insgesamt zwei Integralanteilen, die im Allgemeinen zum Schwingen neigen, können damit stabilisiert werden. Die Sprungantwort des Systems hat dabei eine charakteristische Überschwingweite von ca. 43% [6].

5.1.1. Auslegung des Stromreglers

Die Auslegung erfolgt, wie bereits erwähnt, nach dem Kriterium des Betragsoptimums. Zunächst wird der Regelkreis gemäß Abbildung 3.4 auf Seite 29 untersucht und die passende Übertragungsfunktion aufgestellt.

Die Regelstrecke besteht aus einem Totzeitglied, in dem die Systemtotzeiten zusammengefasst sind und einem PT-1 Glied, welches das elektrische Verhalten der Maschine repräsentiert. Es ergibt sich die folgende Übertragungsfunktion für die Regelstrecke

$$G_S(s) = e^{-s \cdot T_{tot}} \cdot \frac{K_S}{1 + T_{el} \cdot s} \quad (5.1)$$

Das Totzeitglied wird durch ein PT-1 Glied mit der Ersatzzeitkonstante T_Σ angenähert. Es gilt $T_\Sigma = T_{tot}$. Damit folgt für die Übertragungsfunktion der Regelstrecke

$$G_S(s) = \frac{1}{1 + T_\Sigma \cdot s} \cdot \frac{K_S}{1 + T_{el} \cdot s} \quad (5.2)$$

Die Übertragungsfunktion des PI-Stromreglers lautet

$$G_R(s) = K_{Pi} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{Ni} \cdot s} \right) = \frac{K_{Pi} \cdot (1 + T_{Ni} \cdot s)}{T_{Ni} \cdot s} \quad (5.3)$$

Damit sind alle notwendigen Übertragungsglieder erfasst. Die in Abbildung 3.4 auf Seite 29 dargestellten Sättigungsglieder stellen die Begrenzungen des Systems durch die verwendete Leistungselektronik dar. Sie haben auf die Auslegung der Regelung an dieser Stelle keinen Einfluss.

Für den offenen Regelkreis folgt damit

$$G_o(s) = G_R(s) \cdot G_S(s) = \frac{K_{Pi} \cdot (1 + T_{Ni} \cdot s)}{T_{Ni} \cdot s} \cdot \frac{1}{1 + T_{\Sigma} \cdot s} \cdot \frac{K_S}{1 + T_{el} \cdot s} \quad (5.4)$$

Gemäß der ersten Einstellregel soll die große, elektrische Zeitkonstante durch die Nachstellzeit kompensiert werden.

Durch diese Kompensation vereinfacht sich die Übertragungsfunktion des offenen Kreises

$$G_o(s) = \frac{K_{Pi} \cdot K_S \cdot (1 + T_{Ni} \cdot s)}{(1 + T_{\Sigma} \cdot s) \cdot (1 + T_{el} \cdot s) \cdot T_{Ni} \cdot s} = \frac{K_{Pi} \cdot K_S \cdot (1 + T_{el} \cdot s)}{(1 + T_{\Sigma} \cdot s) \cdot (1 + T_{el} \cdot s) \cdot T_{el} \cdot s} \quad (5.5)$$

$$G_o(s) = \frac{K_{Pi} \cdot K_S}{T_{el} \cdot s + T_{el} T_{\Sigma} \cdot s^2} \quad (5.6)$$

Es ergibt sich die folgende Übertragungsfunktion für den Führungsfrequenzgang des Systems

$$G_w(s) = \frac{G_o(s)}{1 + G_o(s)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{G_o(s)}} = \frac{1}{1 + \frac{T_{el} \cdot s}{K_{Pi} \cdot K_S} + \frac{T_{el} T_{\Sigma} \cdot s^2}{K_{Pi} \cdot K_S}} \quad (5.7)$$

Für ein möglichst schnelles Ausregelverhalten soll der Amplitudengang des geschlossenen Führungsfrequenzganges möglichst lange der 0dB-Linie folgen. Es soll also $G_w(s) \approx 1$ für $f \gg 1 \text{ Hz}$ gelten.

Um diese Anforderung zu erfüllen wird zunächst der Betrag der Übertragungsfunktion $G_w(s)$ gebildet. Dazu muss $G_w(s) = G_w(j\omega)$ nach Real- und Imaginärteil aufgespalten werden.

$$\Re \{G_w(j\omega)\} = 1 - \frac{T_{el} T_{\Sigma}}{K_{Pi} \cdot K_S} \cdot \omega^2 \quad (5.8)$$

$$\Im \{G_w(j\omega)\} = \frac{T_{el}}{K_{Pi} \cdot K_S} \cdot \omega \quad (5.9)$$

Mit Formel 5.8 und 5.9 folgt damit für den Betrag der Übertragungsfunktion $G_w(j\omega)$

$$\begin{aligned} |G_w(j\omega)| &= \frac{1}{\sqrt{(\Re \{G_w(j\omega)\})^2 + (\Im \{G_w(j\omega)\})^2}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{T_{el} T_{\Sigma}}{K_{Pi} \cdot K_S} \cdot \omega^2\right)^2 + \left(\frac{T_{el}}{K_{Pi} \cdot K_S} \cdot \omega\right)^2}} \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2 \cdot \left(\frac{T_{el}^2}{K_{Pi}^2 \cdot K_S^2} - \frac{2 \cdot T_{el} T_{\Sigma}}{K_{Pi} \cdot K_S}\right) + \omega^4 \cdot \frac{T_{el}^2 T_{\Sigma}^2}{K_{Pi}^2 \cdot K_S^2}}} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Der Amplitudengang muss nun also für hohe Frequenzen nahe bei Eins bleiben. Der ω^4 -Term des Amplitudenganges strebt im höheren Frequenzbereich schneller gegen Null, als der ω^2 -Term. Um also im Amplitudengang in einem weiten Frequenzspektrum nahe bei eins zu bleiben muss der ω^2 -Term eliminiert, also gleich null gesetzt werden.

Es folgt

$$\frac{T_{el}^2}{K_{Pi}^2 \cdot K_S^2} - \frac{2 \cdot T_{el} T_\Sigma}{K_{Pi} \cdot K_S} = 0 \quad (5.11)$$

Nach Umformung und Vereinfachung ergibt sich die zweite Einstellregel des Betragsoptimums zu

$$K_{Pi} = \frac{T_{el}}{2 \cdot K_S \cdot T_\Sigma} \quad (5.12)$$

Da alle formellen Zusammenhänge jetzt bekannt sind, können im Folgenden die resultierenden Parameter berechnet werden. Aus der Forderung 1 des Betragsoptimums folgt mit Gleichung (2.1)

$$T_{Ni} = T_{el} = 9.63 \text{ ms} \quad (5.13)$$

Für die Berechnung der Reglerverstärkung wird noch der Proportionalverstärkungsanteil der Strecke K_S und die Ersatzzeitkonstante T_Σ benötigt.

$$K_S = \frac{1}{R_S} \quad (5.14)$$

$$T_\Sigma = T_{tot'} = 312.5 \mu\text{s}$$

Die Einstellregeln des Betragsoptimums und die daraus resultierenden Reglerparameter des PI-Stromreglers sind in Tabelle 5.1 aufgeführt.

Betragsoptimum	Einstellvorschrift	PI-Stromregler
Nachstellzeit	$T_{Ni} = T_{el}$	$T_{Ni} = 9.63 \text{ ms}$
Verstärkung	$K_{Pi} = \frac{T_{el}}{2 \cdot K_S \cdot T_\Sigma}$	$K_{Pi} = 20,8 \frac{\text{V}}{\text{A}}$

Tabelle 5.1.: Einstellregeln des Betragsoptimums

Die ausführliche mathematische Herleitung des Betragsoptimums ist der Quelle [6] Kapitel 3 zu entnehmen.

Es ergibt sich für den Stromregelkreis ein Führungsübertragungsverhalten zweiter Ordnung

$$G_w(s)|_{BO} = \frac{1}{1 + 2 \cdot T_\Sigma \cdot s + 2 \cdot T_\Sigma^2 \cdot s^2} \quad (5.15)$$

Basierend auf diesem Ergebnis wird der Drehzahlregler nach dem symmetrischen Optimum ausgelegt.

Um den Stromregelkreis bei der Auslegung des Drehzahlregelkreises besser handhaben zu können, wird der betragsoptimierte Regelkreis durch ein PT1-Erstglied angenähert. Es ergibt sich die folgende Übertragungsfunktion

$$G_w(s)|_{BO} \approx \frac{1}{1 + T_{ers} \cdot s} \quad \text{mit } T_{ers} = 2 \cdot T_{\Sigma} \quad (5.16)$$

Bei der Auslegung des Stromregelkreises ist für optimale Störuneempfindlichkeit das Verhältnis der Zeitkonstanten der Regelstrecke zu beachten. Es gilt

$$T_{\Sigma} < T_{el} < 4 \cdot T_{Sigma} \quad (5.17)$$

Diese Gleichung ist für das untersuchte Antriebssystem nicht erfüllt. Das Ausregeln von Störgrößen ist damit nicht optimal. Da das untersuchte System jedoch gutes Führungsverhalten und ausreichend gutes Störverhalten aufweisen soll, kann diese Forderung hier vernachlässigt werden. Bei Systemen, die hochgradig unempfindlich gegen Störungen sein sollen und gegen diese Randbedingung verstoßen, wird auf das symmetrische Optimum zurückgegriffen.

5.1.2. Auslegung des Drehzahlreglers

Die Auslegung des Drehzahlregelkreises erfolgt nach dem symmetrischen Optimum. Der Regelkreis ist gemäß Abbildung 3.5 auf Seite 30 aufgebaut. Mit der Näherung des Stromregelkreises als PT1-Glied ergibt sich eine IT1-Strecke für die Drehzahlregelstrecke gemäß der Übertragungsfunktion

$$G_{S_n}(s) = \frac{K_{S_n}}{s} \cdot \frac{1}{1 + T_{ers}} \quad (5.18)$$

Für den PI-Drehzahlregler gilt bekanntermaßen

$$G_{R_n}(s) = K_{P_n} \cdot \left(1 + \frac{1}{T_{N_n} \cdot s} \right) = \frac{K_{P_n} \cdot (1 + T_{N_n} \cdot s)}{T_{N_n} \cdot s} \quad (5.19)$$

Bei der Ersatzzeitkonstanten des Stromregelkreises T_{ers} handelt es sich um eine nicht kompensierbare Zeitkonstante. Die Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises ergibt sich zu

$$G_{O_n}(s) = G_{R_n}(s) \cdot G_{S_n}(s) = \frac{K_{P_n} \cdot (1 + T_{N_n} \cdot s)}{T_{N_n} \cdot s} \cdot \frac{K_{S_n}}{s} \cdot \frac{1}{1 + T_{ers}} \quad (5.20)$$

Die bereits vereinfachte und zusammengefasste Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises ergibt sich damit entsprechend zu

$$G_{w_n}(s) = \frac{G_{o_n}(s)}{1 + G_{o_n}(s)} = \frac{1 + T_{Nn} \cdot s}{1 + T_{Nn} \cdot s + \frac{T_{Nn}}{K_{Pn} \cdot K_{S_n}} \cdot s^2 + \frac{T_{Nn} T_{ers}}{K_{Pn} \cdot K_{S_n}} \cdot s^3} \quad (5.21)$$

Die Reglerparameter des PI-Reglers werden gemäß Quelle [6] so ausgelegt, dass die größte Phasenreserve beim Amplitudendurchtritt entsteht. Als Amplitudendurchtritt ist dabei der Punkt gemeint, an dem der Amplitudengang des offenen Regelkreises die 0dB Marke trifft. Die Phasenreserve lässt sich durch eine geeignete Wahl der Nachstellzeit T_{Nn} einstellen. Sie definiert das Einschwingverhalten des Regelkreises. Durch Wahl einer niedrigen Nachstellzeit schwingt das System bei Führungsgrößensprüngen länger, bis es seinen stationären Endwert erreicht, liefert aber sehr gute Ergebnisse bei der Ausregelung von Störgrößen. Die Wahl einer hohen Nachstellzeit verringert die Einschwingzeit des Systems bei Führungssprüngen, verlängert jedoch die Ausregelzeit von Störgrößen. Die günstigste Einstellung der Nachstellzeit ist damit von der Art der Anwendung abhängig. Allgemein gilt also, dass eine niedrige Nachstellzeit eine günstige Konfiguration für ein System ist, das häufigen Laststößen ausgesetzt ist, die möglichst schnell ausgegeregelt werden sollen. Eine hohe Nachstellzeit ist besser für Systeme geeignet, die möglichst gutes Führungsverhalten, ohne mehrfaches Einschwingen, aufweisen sollen. Dieser allgemeine Fall wird durch die Gleichung

$$T_{Nn} = a^2 \cdot T_{ers}; \quad \text{mit } a > 1 \quad (5.22)$$

beschrieben.

Der Frequenzgang des offenen Regelkreises ergibt sich zu

$$G_o(j\omega) = G_R(j\omega) \cdot G_S(j\omega) = \frac{K_{Pn} \cdot K_S \cdot (1 + j\omega T_{Nn})}{-\omega^2 T_{Nn} \cdot (1 + j\omega T_{ers})} \quad (5.23)$$

Die Phase des offenen Regelkreises kann durch die Gleichung

$$\varphi_o = \angle \text{Zähler} - \angle \text{Nenner} \quad (5.24)$$

berechnet werden. Dieser Winkel bezieht sich auf die komplexe Ebene und wird aus dem Arkustangens des Quotienten von Imaginär- und Realteil gebildet. Es folgt für die Berechnung der Phase φ_o

$$\varphi_o = \arctan\left(\frac{\omega T_{Nn}}{1}\right) - \arctan\left(\frac{\omega T_{ers}}{1} + \pi\right) \quad (5.25)$$

Um die Phase maximal werden zu lassen, wird die mathematische Funktion der Phase analytisch untersucht. Dazu wird die Phase nach ω abgeleitet und gleich Null gesetzt. Es wird also der Scheitelpunkt der Funktion bestimmt.

Das daraus resultierende Maximum der Funktion von φ_o ist die Kreisfrequenz ω_{max} an dem die Phase am größten ist. Sie ergibt sich zu

$$\omega_{max} = \frac{1}{\sqrt{T_{Nn}T_{ers}}} \quad (5.26)$$

Diese größtmögliche Phase soll im Amplitudengang an der Stelle auftreten, an dem er die 0dB-Linie trifft. Die Frequenz, an der dieser Amplitudendurchtritt stattfindet, wird als Durchtrittskreisfrequenz bezeichnet. Es soll also gelten

$$\omega_d = \omega_{max} \quad (5.27)$$

Es wird nun der Amplitudengang des offenen Kreises berechnet, der Amplitudendurchtritt ermittelt und anschließend die Forderung nach Gleichung (5.26) umgesetzt.

$$|G_o(j\omega)| = \frac{K_{Pn}K_S \cdot \sqrt{1 + \omega^2 T_{Nn}^2}}{\omega^2 T_{Nn} \sqrt{1 + \omega^2 T_{ers}^2}} \stackrel{!}{=} 1 \quad (5.28)$$

Damit folgt für die Reglervertärkung K_{Pn} nach Einsetzen von Gleichung (5.25) und Gleichung (5.21) und entsprechender Umformung

$$K_{Pn} = \frac{\omega_{max}^2 T_{Nn} \sqrt{1 + \omega_{max}^2 T_{ers}^2}}{K_S \cdot \sqrt{1 + \omega_{max}^2 T_{Nn}^2}} = \frac{1}{K_S \cdot T_{ers} \cdot a} \quad (5.29)$$

Weiterhin soll der Amplitudengang des geschlossenen Regelkreises, genau wie beim Betragsoptimum, für einen möglichst weiten Frequenzbereich nahe bei Eins bleiben. Der Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises ergibt sich zu

$$G_w(j\omega) = \frac{1}{1 + j\omega a^2 T_{ers} - \omega^2 a^3 T_{ers}^2 - j\omega^3 a^3 T_{ers}^3} \quad (5.30)$$

Nach geeigneter Umformung und Einsetzen der ermittelten Zusammenhänge ergibt sich der vereinfachte Amplitudengang des geschlossenen Regelkreises.

$$|G_w(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{1 + \omega^2 a^2 T_{ers}^2 (a-2) + \omega^4 a^5 T_{ers}^4 (a-2) + \omega^6 a^6 T_{ers}^6}} \quad (5.31)$$

Bei Betrachtung des Amplitudenganges gilt es die gleiche Überlegung durchzuführen, wie für die Herleitung des Betragsoptimums. Es sollen dabei möglichst viele Koeffizienten im Nenner Null werden. Zu erkennen ist, dass diese Bedingung für $a = 2$ erfüllt ist. Für $a = 2$ bleibt ausschließlich der ω^6 -Term bestehen, der für höhere Frequenzen schneller gegen Null strebt, als der ω^2 - und der ω^4 -Term.

Damit ergibt sich die zweite Einstellbedingung des symmetrischen Optimums zu

$$a^2 = \frac{T_{Nn}}{T_{ers}} = 4 \quad \text{und damit folglich} \quad T_{Nn} = 4 \cdot T_{ers} \quad (5.32)$$

Die Streckenverstärkung der Drehzahlregelstrecke entspricht dem gesamten Trägheitsmoment des Antriebsstranges. Es gilt

$$K_{S_n} = \frac{1}{J_{ges}} \quad (5.33)$$

symmetrisches Optimum	Einstellvorschrift	PI-Drehzahlregler
Nachstellzeit	$T_{Nn} = 4 \cdot T_{ers}$	$T_{Ni} = 4 \cdot 2 \cdot T_{\Sigma} = 2,5 \text{ ms}$
Verstärkung	$K_{Pn} = \frac{1}{2 \cdot K_{S_n} \cdot T_{ers}}$	$K_{Pn} = 2,52 \frac{\text{Nms}}{\text{rad}}$

Tabelle 5.2.: Einstellregeln des symmetrischen Optimums

Die aus den Einstellregeln resultierende Führungsübertragungsfunktion ist von dritter Ordnung

$$G_{wn}(s) = \frac{1 + 4 \cdot T_{ers} \cdot s}{1 + 4 \cdot T_{ers} \cdot s + 8 \cdot T_{ers}^2 \cdot s^2 + 8 \cdot T_{ers}^3 \cdot s^3} \quad (5.34)$$

Der mit ca. 43% relativ hohe Überschwinger resultiert aus dem Zählerterm der Übertragungsfunktion. Dieser Term wird als Vorhalt bezeichnet und wirkt verzögerungsfrei auf die Stellgröße. Um den Überschwinger auf ein Maß von ca. 5% zu verringern kann ein Führungsgrößenfilter eingesetzt werden, welches im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht weiter betrachtet wird. Dieses Filter ist ein Übertragungsglied erster Ordnung und kompensiert den Vorhalt in der Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Regelkreises.

5.1.3. Validierung der berechneten Reglerparameter

Bevor die rechnerisch ermittelten Parameter sinnvoll validiert werden können, muss klar definiert werden welche Ergebnisse die Theorie definiert und mit welcher Genauigkeit diese theoretischen Ergebnisse in der Praxis wiederzufinden sein sollten. Aus diesem Grund soll die Tabelle 5.3 auf Seite 51 einen Überblick darüber liefern, welche Ergebnisse gemäß der Theorie für die berechneten Parameter zu erwarten sind.

Bei diesen Werten handelt es sich um charakteristische Merkmale, beruhend auf der mathematischen Herleitung der Kriterien und idealen Eigenschaften des untersuchten Systems. Folglich lassen sich diese Werte nur näherungsweise auf ein reales System übertragen.

	Betragsoptimum	symmetrisches Optimum
Überschwinger	$x_{max} \approx 4 \%$	$x_{max} \approx 43 \%$
Anregelzeit	$t_{an} \approx 4,7 \cdot T_{\Sigma} = 1,46 \text{ ms}$	$t_{an} \approx 3,1 \cdot T_{ers} = 1,93 \text{ ms}$
Ausregelzeit ($\pm 2\%$)	$t_{aus} \approx 8,4 \cdot T_{\Sigma} = 2,625 \text{ ms}$	$t_{aus} \approx 17,8 \cdot T_{ers} = 11,1 \text{ ms}$

Tabelle 5.3.: Erwartete Ergebnisse gemäß der Theorie

Es können somit geringe Abweichungen erwartet werden. Bei zu großen Abweichungen vom erwarteten Verhalten sind entweder die Berechnungen nicht korrekt durchgeführt worden, oder das untersuchte System lässt sich nicht durch die in der Theorie üblichen Überlegungen und Vereinfachungen nachbilden. Ob die berechneten Parameter den Anforderungen genüge tun, oder ob es zu erheblichen Abweichungen kommt, soll im Folgenden untersucht werden. Sollte sich die Theorie nicht bestätigen lassen, ist eine Aussage über die Hintergründe der Abweichungen von der Theorie zu treffen.

Zunächst wird das Verhalten des Stromregelkreises anhand eines Führungsgrößensprungs betrachtet. Die zu erwartende Sprungantwort des Systems sieht entsprechend Tabelle 5.3 als charakteristisches Merkmal einen Überschwinger von ca. 4% vor. Die Sprungantwort des Simulationsmodells ist in der folgenden Grafik 5.1 dargestellt.

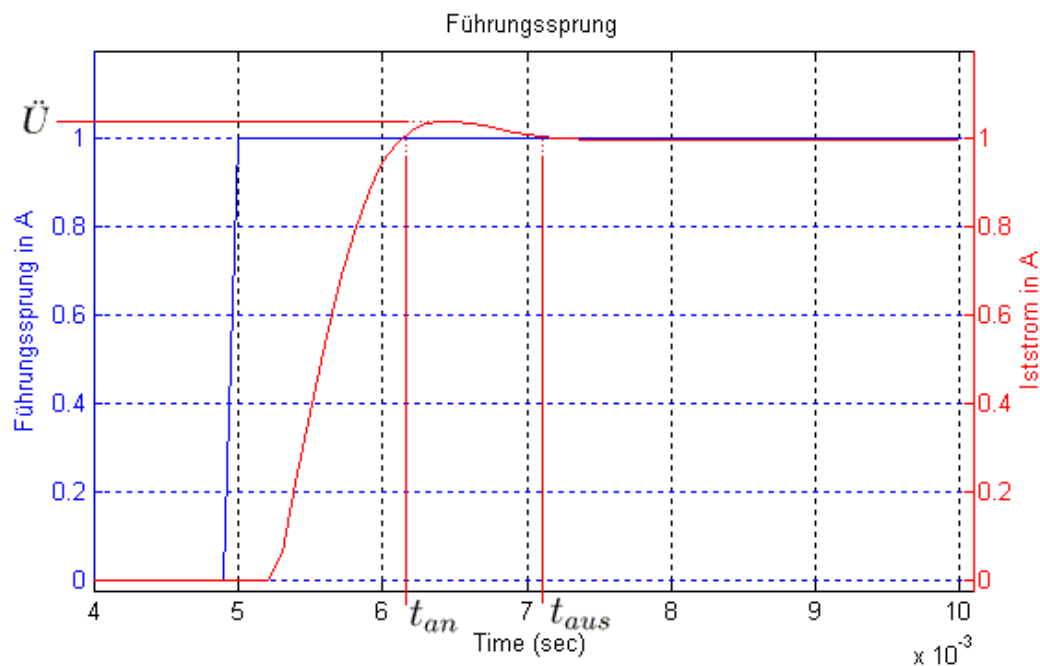


Abbildung 5.1.: Führungsprungantwort für den Stromregelkreis der Simulation

Für die Simulation ergeben sich folgende Resultate

$$\ddot{U} \cong 4 \% , t_{an} \cong 1,3 \text{ ms} , t_{aus} \cong 2,22 \text{ ms} \quad (5.35)$$

Mit den Definitionen gemäß Tabelle 5.3 ergeben sich geringe Differenzen bei Anregel- und Ausregelzeit. Die Abweichungen sind jedoch mit einem Bereich von $0,2 \text{ ms} - 0,4 \text{ ms}$ relativ gering. Diese Abweichungen lassen sich damit erklären, dass das Totzeit-Glied des Simulationsmodells zur einfacheren Berechnung durch ein PT1-Glied approximiert wurde. Dieses verhält sich bei identischer Zeitkonstante etwas schneller, als ein echtes Totzeitglied, was die berechneten Parameter leicht verfälscht. Da diese Abweichungen jedoch minimal sind, können sie mit guter Näherung vernachlässigt werden. Damit ist bestätigt, dass das Ergebnis der Simulation dem erwarteten Verhalten entspricht.

Im nächsten Schritt wird der Stromregler über STARTER mit den berechneten Werten parametrisiert und der geschlossene Stromregelkreis über die Messfunktion *Stromregler Sollwertsprung* auf das erwartete Führungsverhalten überprüft. Auch bei dieser Messung sind minimale Abweichung zu erwarten, da die Berechnungen auf Annahmen und Vereinfachungen basieren und eine reale Anlage immer ein etwas abweichendes Verhalten aufweist.

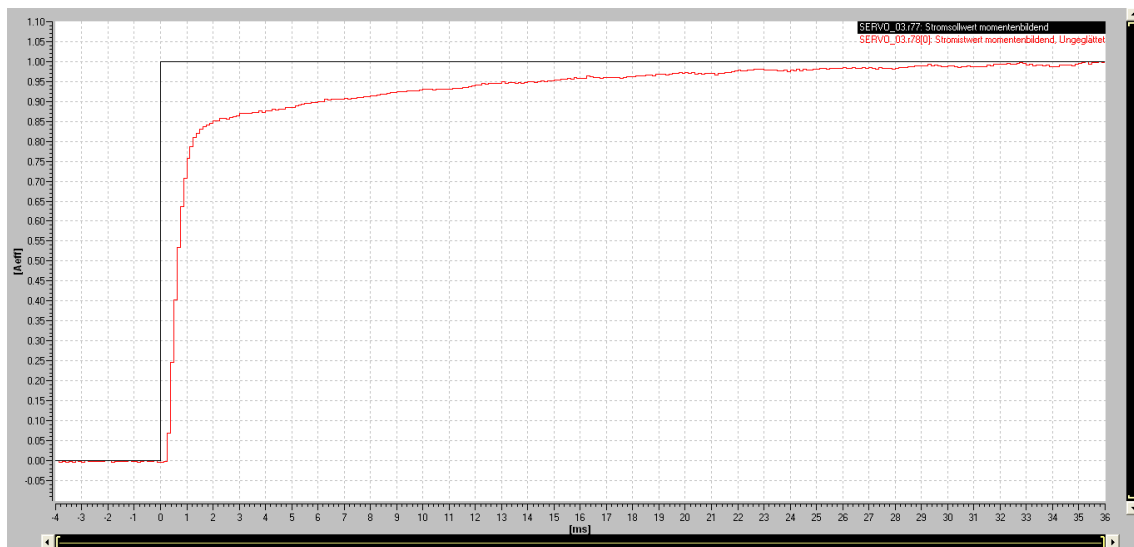


Abbildung 5.2.: Führungssprungantwort für den Stromregelkreis des 1FK7 Antriebs

Abbildung 5.2 liefert die mit STARTER gemessene Sprungantwort des Stromregelkreises. Bereits ohne weitere Messung mit der Cursor-Funktion ist zu erkennen, dass das Ergebnis nicht annähernd der Theorie entspricht. Das wirft natürlich Fragen bezüglich des realen Verhaltens des Stromregelkreises auf. Das Simulationsmodell wurde, wie in Quelle [6] und [8] behandelt, durch Annahmen zur verallgemeinerten Darstellung von Antriebssystemen entwickelt. Das regelungstechnische Gesamtverhalten des Simulationsmodells liefert ein gutes Abbild der untersuchten Maschine. Dennoch ist das Verhalten des Stromregel-

kreises so deutlich unterschiedlich. Das Sinamics S120 System bietet für den Stromregler zahlreiche Optionen an, die das Verhalten des Reglers auf ein möglichst breites Spektrum an Einsatzgebieten anpassen sollen. Durch die sogenannte Adaption kann beispielsweise die Verstärkung, abhängig vom Iststrom, verändert werden. Diese Regleradaption ermöglicht eine Selbstanpassung des Reglers im Bezug auf dynamische Systemänderungen. Nähere Informationen sind in Quelle [5] zu finden. Weiterhin gibt es eine Vielzahl an Filtern, die beliebig parametrisiert werden können, um Resonanzen oder Unstetigkeiten zu unterdrücken. Bei der Vorbereitung zur Messung der Führungssprunganwort des Stromregelkreises und dem Ergebnis gemäß Abbildung 5.2 wurden alle beeinflussbaren Adaptionen und Filter deaktiviert, sodass es durch diese Optionen der Verhaltensanpassung keine Beeinflussungen geben konnte. Der erhebliche Unterschied zwischen den Ergebnissen aus Theorie und Simulationsmodell auf der einen Seite und der untersuchten Anlage auf der anderen Seite legen die Vermutung nahe, dass es noch andere verhaltensdefinierende Glieder im Stromregelkreis gibt, auf die kein Einfluss genommen werden kann, bzw. die nicht bekannt sind. Auch nach intensiver Auswertung der Funktionspläne konnten dem Stromregelkreis keine zusätzlichen Übertragungsglieder zugeordnet werden, die das Verhalten negativ beeinflussen können (Siehe Anhang A.1). Die Erfassung des Stromwertes ist dem Funktionsplan 5730 zu entnehmen. Der Bereich der Erfassung wurde zur besseren Sichtbarkeit farblich markiert. Der für die Messung relevante Strom ist unter dem Parameter [r0078] mit der Bezeichnung I_{q_ist} zu finden. Es handelt sich dabei um den momentenbildenden Strom. Dieser Parameter wird, wie im Funktionsplan ersichtlich, direkt von 5730.1 zum PI-Stromregler gemäß Funktionsplan 5714 geführt (siehe 5714.3). Dort wirkt er direkt auf die Verstärkungsadaption ein und wird auf den Summationspunkt zur Ermittlung der Regelabweichung geführt. Eine Möglichkeit des Eingreifens in den Stromregelkreis gibt es nicht. Die Überlegung einen Frequenzgang des offenen Stromregelkreises aufzunehmen und die Regelstrecke anhand dieses Frequenzganges zu identifizieren und zu analysieren, musste daher verworfen werden. Weiterhin bietet STARTER auch keine eigenen Routinen oder Funktionen zur Ermittlung der Stromregelstrecke an. Auch ein systemtheoretisches Modell des Stromregelkreises ist nicht gegeben. Die Aussagen von Vertretern der Firma Siemens sind diesbezüglich eindeutig. Das Inbetriebnahme-tool STARTER sieht eine solche Analyse nicht vor. Eine Implementierung der notwendigen Funktionalitäten, wäre nur durch umfangreiche Änderungen in der STARTER-Software zu erreichen. Konkrete Aussagen über den Aufbau des Stromregelkreises könnte ein Entwickler der Firma Siemens liefern, jedoch ist der Kontakt zu den entsprechenden Personen nicht herzustellen. Damit bleibt nur eine Betrachtung nach den in der Theorie üblichen Verfahren, wie sie im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurde. Wie im folgenden Teil dieses Kapitels noch sichtbar wird, stimmen die Ergebnisse auf einen Drehzahlführungssprung bei Simulation und realer Anlage für die berechneten Parameter nahezu überein. An entsprechender Stelle wird das Verhalten des Stromregelkreises erneut aufgegriffen, um eine abschließende Interpretation vorzunehmen.

Für die entwickelte Simulation folgt vorläufig die Erkenntnis, dass das Simulationsmodell zwar für eine Gesamtbetrachtung des Verhaltens des Antriebssystems brauchbar ist, jedoch für eine komponentenweise Betrachtung der einzelnen Regelkaskaden nur bedingt herangezogen werden kann. Es bleibt die Erkenntnis, dass der Stromregelkreis eine Blackbox ist, die von außen im Rahmen dieser Arbeit nicht ausreichend beleuchtet werden kann. Zwar kann mit dem im Anhang A.2 geführten Beweis nachgewiesen werden, dass sich eine stabile Regelung durch das Betragsoptimum einstellen lässt, jedoch liefern die Messungen keine zufriedenstellenden Ergebnisse entsprechend der Theorie. Ohne die genaue Kenntnis des Systems Stromregelkreis lässt sich dieses Auslegungsverfahren damit nur bedingt auf das untersuchte Antriebssystem anwenden.

Eine Untersuchung der Ergebnisse für die Drehzahlreglung des untersuchten Antriebs wird durch die unerwarteten Ergebnisse des Stromregelkreises ebenfalls nicht den erwarteten Ergebnissen entsprechen. Dennoch soll das Verhalten von Simulation und realer Anlage im Folgenden betrachtet werden. Für die Analyse des regelungstechnischen Verhaltens des Drehzahlregelkreises werden mehrere Konfigurationen des Simulationsmodells betrachtet. Zunächst wird der Drehzahlregelkreis mit dem, zu einem PT1-Glied vereinfachten, Stromregelkreis und ohne mechanisches Schwingungsglied betrachtet. Anschließend wird das Gesamtmodell mit der unterlagerten Stromregelkreiskaskade und dem mechanischen Schwingkreis betrachtet. Auf das Ziel dieser aufgeteilten Betrachtung wird im weiteren Verlauf noch näher eingegangen. Als Führungsgröße wird ein Drehzahlsprung von 100 min^{-1} auf das System gegeben.

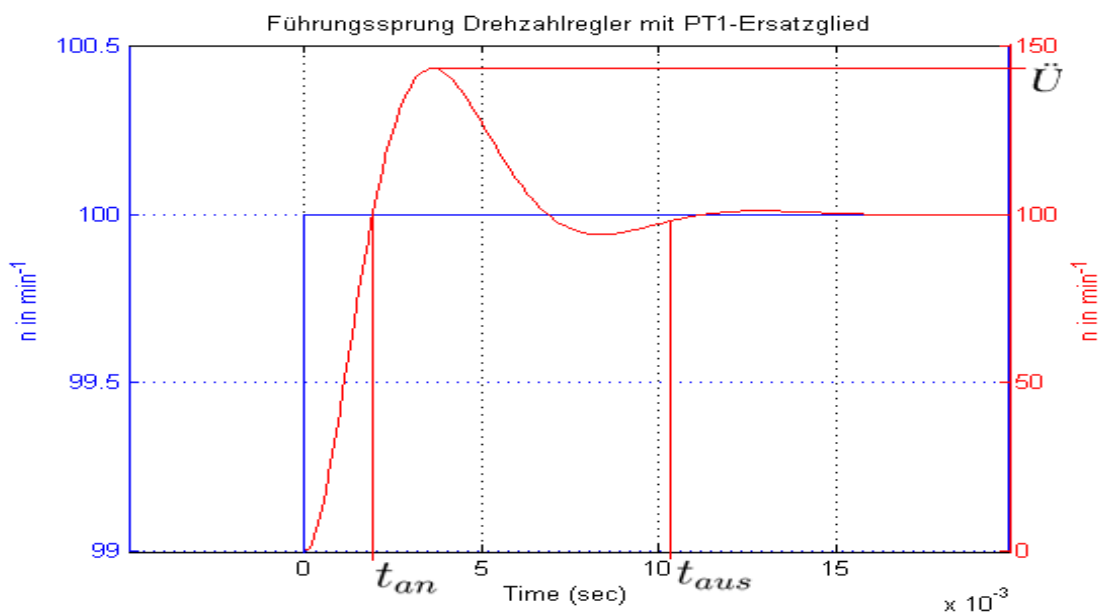


Abbildung 5.3.: Führungssprungantwort für den Drehzahlregelkreis der Simulation mit PT1-Ersatzglied und ohne mechanischem Schwingkreis

Der Drehzahlregelkreis mit PT1-Ersatzglied des Stromregelkreises liefert die in Abbildung 5.3 dargestellte Sprungantwort. Es ergeben sich die folgenden Resultate

$$\ddot{U} \cong 43.1 \% , t_{an} \cong 1,94 \text{ ms} , t_{aus} \cong 10,3 \text{ ms} \quad (5.36)$$

Die Ergebnisse, die von der Theorie erwartet werden, bestätigen sich in der Simulation mit dem PT1-Ersatzglied für den Stromregelkreis. Der Überschwinger von 43 % und die Anregelzeit von 1,94 ms entsprechen den erwarteten Werten gemäß Tabelle 5.3 auf Seite 51. Die Ausregelzeit von 10,3 ms weist mit einer Differenz von 0,7 ms leichte Abweichungen auf, die jedoch tolerierbar sind. Die Ergebnisse der Theorie entsprechen also dem simulierten Verhalten.

Nachdem dieser Nachweis erbracht worden ist, wird geprüft, ob sich diese Ergebnisse auch auf das Gesamtmodell der Simulation ohne mechanischen Schwingkreis beziehen lassen. Der Stromregelkreis wird also nicht mehr, wie im vorherigen Simulationsaufbau, durch ein PT1-Glied ersetzt. Zu erwarten sind leichte Abweichungen zur Theorie. Abbildung 5.4 zeigt den sich einstellenden Simulationsverlauf der Sprungantwort. Um den Regelkreis nicht in die Begrenzung von $I_{max} = 10 \text{ A}$ zu steuern, wird der Führungssprung auf 30 min^{-1} reduziert.

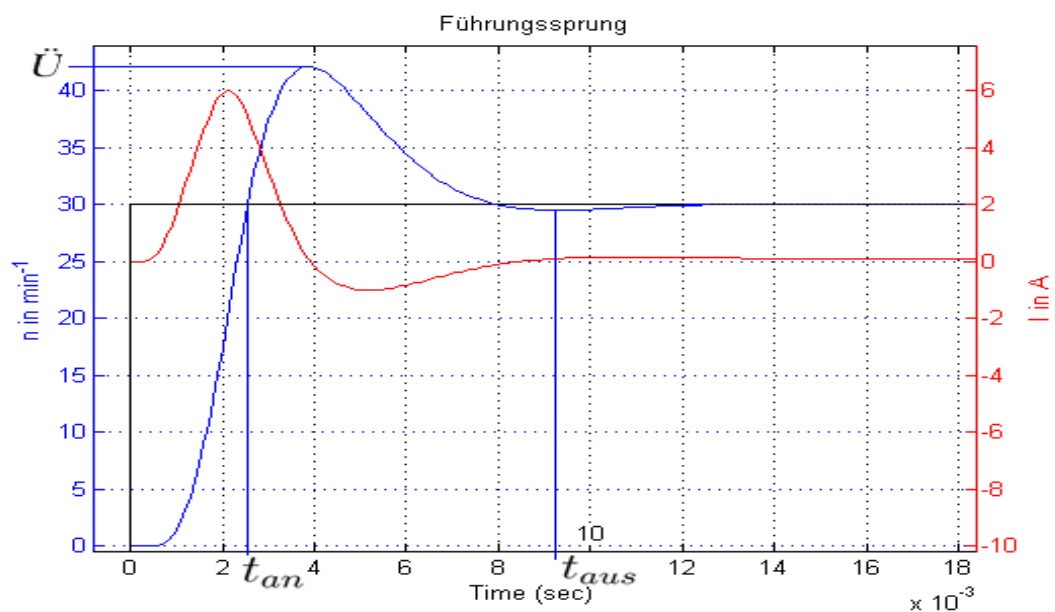


Abbildung 5.4.: Führungssprungantwort für das Gesamtmodell, ohne mechanischen Schwingkreis

Die Auswertung liefert folgende Daten für die charakteristischen Punkte der Sprungantwort

$$\ddot{U} \cong 40,3 \% , t_{an} \cong 2,55 \text{ ms} , t_{aus} \cong 9,3 \text{ ms} \quad (5.37)$$

Wie bereits erwartet, fallen die Ergebnisse des gesamten Simulationsmodells ohne mechanischen Schwingkreis im Vergleich zur Theorie deutlich ungenauer aus. Der Überschwinger ist mit ca. 40,3 % um 2,7 % niedriger und die Anregelzeit ist mit ca. 2,55 ms um 0,62 ms länger. Die Ausregelzeit hat sich um ca. 1,8 ms verkürzt und beläuft sich nunmehr auf ca. 9,3 ms. Diese Abweichungen waren zu erwarten. Die Berechnung der Parameter stützt sich auf die Annahme, dass der Stromregelkreis durch ein PT1-Glied substituiert werden kann, um die Berechnung zu vereinfachen. Das tatsächliche Verhalten des Stromregelkreises ist jedoch von dem eines PT1-Gliedes verschieden, sodass es zu Abweichungen im Ergebnis kommen muss. Insgesamt betrachtet sind die Abweichungen der Ergebnisse aber im Rahmen und die Charakteristik des symmetrischen Optimums ist auch für diesen Simulationsteil deutlich zu erkennen.

Abschließend wird nun der mechanische Schwingkreis in die Simulation eingefügt und das daraus resultierende Verhalten betrachtet. Dabei wird auch ein Vergleich zwischen dem untersuchten Maschinenstand und der Simulation durchgeführt. Die Sprungantwort auf einen Führungssprung von $n_{soll} = 30 \text{ min}^{-1}$ ist für das Simulationsmodell in der folgenden Abbildung 5.5 sichtbar.

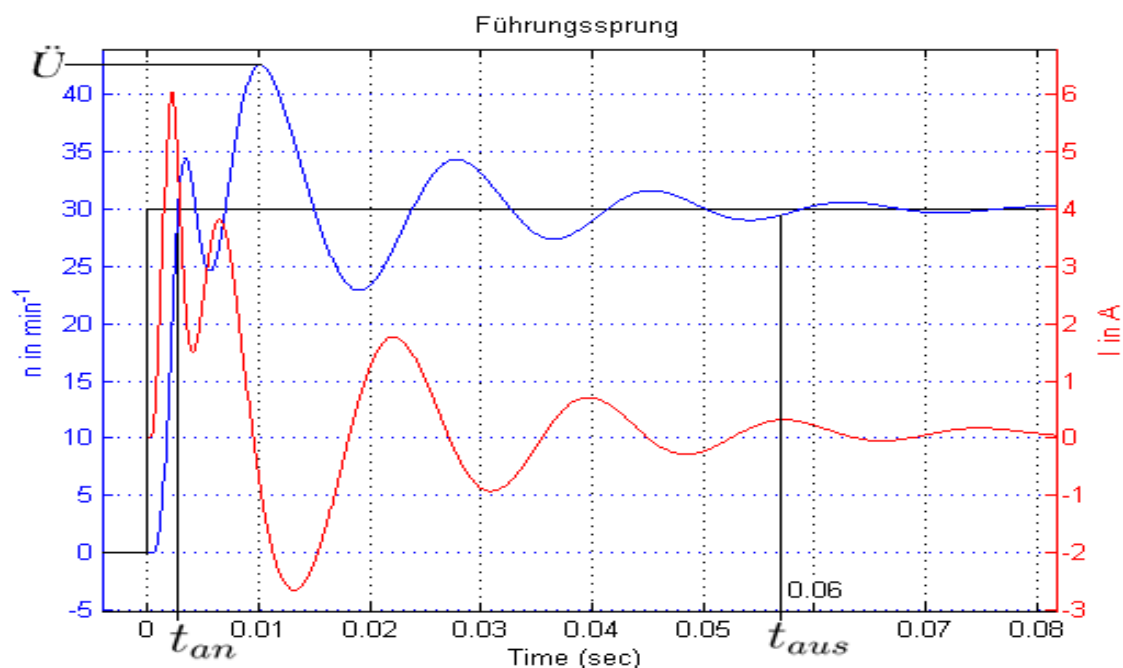


Abbildung 5.5.: Führungssprungantwort für das Gesamtmodell, mit mechanischem Schwingkreis

Aus Abbildung 5.5 ergeben sich die folgenden Resultate

$$\ddot{U} \cong 41,6 \% \quad , \quad t_{an} \cong 2,68 \text{ ms} \quad , \quad t_{aus} \cong 56,8 \text{ ms} \quad (5.38)$$

Der Einfluss des mechanischen Schwingkreises ist deutlich zu erkennen. Die Ausregelzeit wird ungefähr um den Faktor 6 größer. Das System schwingt deutlich länger, als in der Simulation ohne Schwingkreis. Dem mechanischen Schwingkreis sind damit parasitäre Eigenschaften zuzuordnen, die sich negativ auf das Verhalten des Antriebs auswirken. Ein Vergleich mit der Sprungantwort der untersuchten 1FK7 Synchronservomaschine kann mit Hilfe von Abbildung 5.6 vorgenommen werden.

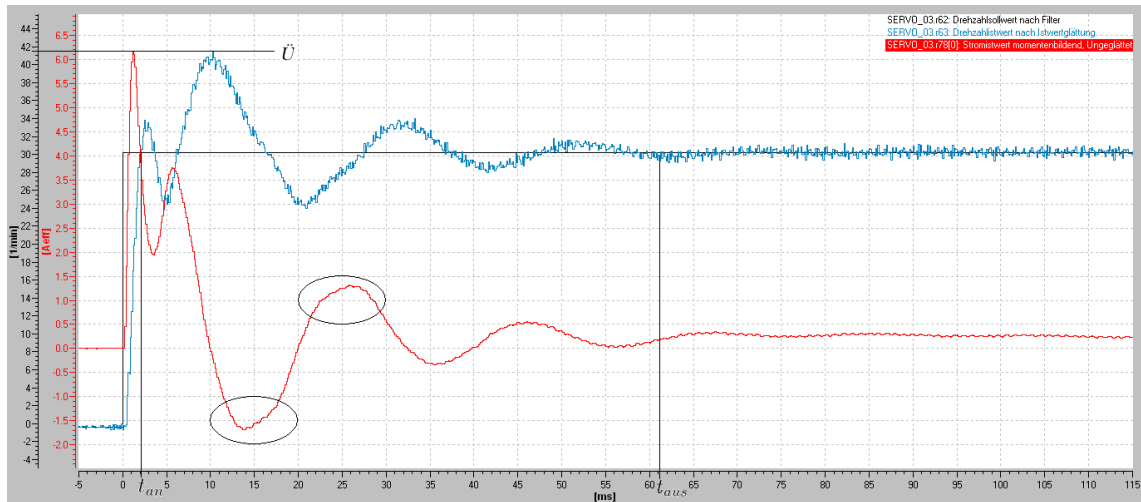


Abbildung 5.6.: Führungssprungantwort der untersuchten 1FK7 Synchronservomaschine

Für die Sprungantwort der untersuchten Maschine vom Typ 1FK7 stellen sich aus der Grafik resultierende Ergebnisse ein

$$\ddot{U} \cong 38,3 \% \quad , \quad t_{an} \cong 2,2 \text{ ms} \quad , \quad t_{aus} \cong 61,1 \text{ ms} \quad (5.39)$$

Ein direkter Vergleich von Simulation (Abb. 5.5) und Messung (Abb. 5.6) zeigt eine gute Übereinstimmung der erzielten Ergebnisse. Die Simulation mit mechanischem Schwingkreis bildet also die untersuchte Maschine mit guter Genauigkeit nach. Zwar sind die Ergebnisse in beiden Fällen nicht entsprechend der Theorie ausgefallen (vgl. Tabelle 5.3), jedoch stimmen die Zeitverläufe annähernd überein. Der mechanische Schwingkreis hat also einen derart großen Einfluss auf die Regelgüte, dass eine Auslegung nach den Standardkriterien der Theorie für den untersuchten Maschinenstand zwar möglich ist, aber keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefert.

Bei Betrachtung des Stromes von Simulation und Messung kann festgestellt werden, dass der simulierte Strom deutlich welliger ist. Bis zum zweiten Nulldurchgang des Stromes bei ca. 10 ms gleichen sich die Verläufe mit äußerst geringen Abweichungen. Das Minimum des simulierten Stromes bei $t \cong 13 \text{ ms}$ liegt bei ca. $-2,6 \text{ A}$, das Minimum der Messung bei ca. $-1,7 \text{ A}$ zum gleichen Zeitpunkt. Auch bei den weiteren Scheitelwerten der Stromverläufe ist zu beobachten, dass die Stromwerte der Messung tendenziell immer kleiner im Verhält-

nis zum simulierten Strom werden. Weiterhin weist der Stromverlauf der Messung eine Art Störung des harmonischen Verlaufes auf (vgl. Abb. 5.6 - Markierungen). Diese Störung kann nicht zweifelsfrei auf das Verhalten des mechanischen Schwingkreises zurückgeführt werden. Wie bereits zur Abbildung 5.2 erläutert, weist der Stromregelkreis ein nicht endgültig identifizierbares Verhalten auf und ist somit als Blackbox zu betrachten. Durch Veränderung der Streckenparameter und der Elastizitätskonstanten ließ sich zwar für das Simulationsmodell des Stromregelkreises ein ähnliches Verhalten auf Anregung mit einem Führungssprung generieren, jedoch konnte damit nicht nachgewiesen werden, dass das Verhalten des Stromregelkreises einzig durch die elastische Lastkopplung parasitär beeinflusst wird. Es kann lediglich die Behauptung aufgestellt werden, dass die elastische Lastkopplung Einfluss auf das Verhalten des Stromregelkreises hat. Ein wissenschaftlicher Beweis dieser Behauptung kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt werden. Eine genaue Analyse des mechanischen Aufbaus des untersuchten Antriebsstandes und seinem Einfluss auf die Regelungsstruktur, könnte im Rahmen einer weiterführenden Arbeit betrachtet werden.

Nachdem das Führungsverhalten betrachtet wurde, wird sich nun dem Störverhalten gewidmet. Die Güte der Regelung auf sprungförmige Anregung mit Störgrößen ist wichtig für die schnelle Ausregelung eines Drehmomentimpulses an der Maschinenwelle. Die Regelungsstruktur erkennt die Abweichung des Istwertes vom Sollwert und soll sie möglichst schnell ausregeln. Durch die hier betrachtete, typische Auslegung des Stromregelkreises nach dem Betragsoptimum und des Drehzahlregelkreises nach dem symmetrischen Optimum wird gutes Führungsverhalten und ausreichend gutes Störverhalten erreicht.

Der Reglerentwurf mit dem Betragsoptimum folgt der Forderung des Phasenminimumsystems. Dies bewirkt ein geringes Überschwingen bei sprungförmiger Führungsgrößenanregung und schnelles Ausregeln von Störgrößen. Der Reglerentwurf nach dem symmetrischen Optimum weist für den gemäß Formel (5.31) hergeleiteten Faktor $a = 2$ gutes dynamisches Verhalten sowohl für Führungsgrößen, als auch für Störungen auf. Nachteilig wirken sich Dauer und Höhe des Einschwingverhaltens aus.

STARTER bietet über die Messfunktion einzig die Aufnahme eines Störsprunges für den Gesamtregelkreis an. Die einzelnen Regelkreise der Kaskadenregelung können nicht getrennt voneinander betrachtet werden. Da es keine Möglichkeit gibt die Störsprungantwort des Stromregelkreises über STARTER zu ermitteln und aufgrund der Tatsache, dass das Verhalten des Stromregelkreises unbekanntes Verhalten aufweist, ist eine Untersuchung des Störverhaltens des Simulationsmodells des Stromregelkreises nicht zielführend. Es wird ausschließlich das Störverhalten der gesamten Reglerstruktur analysiert. Im Folgenden werden Simulationsmodell und untersuchter Antrieb mit einer sprungförmigen Störgröße von $M_L = 2,0 \text{ Nm}$ angeregt. Dadurch kann Aufschluss über die Störfestigkeit des Antriebes gewonnen und das Simulationsmodell weiter auf die erzielte Genauigkeit überprüft werden.

Abbildung 59 stellt die Systemantwort auf eine sprungförmige Störgröße des Simulationsmodells dar.

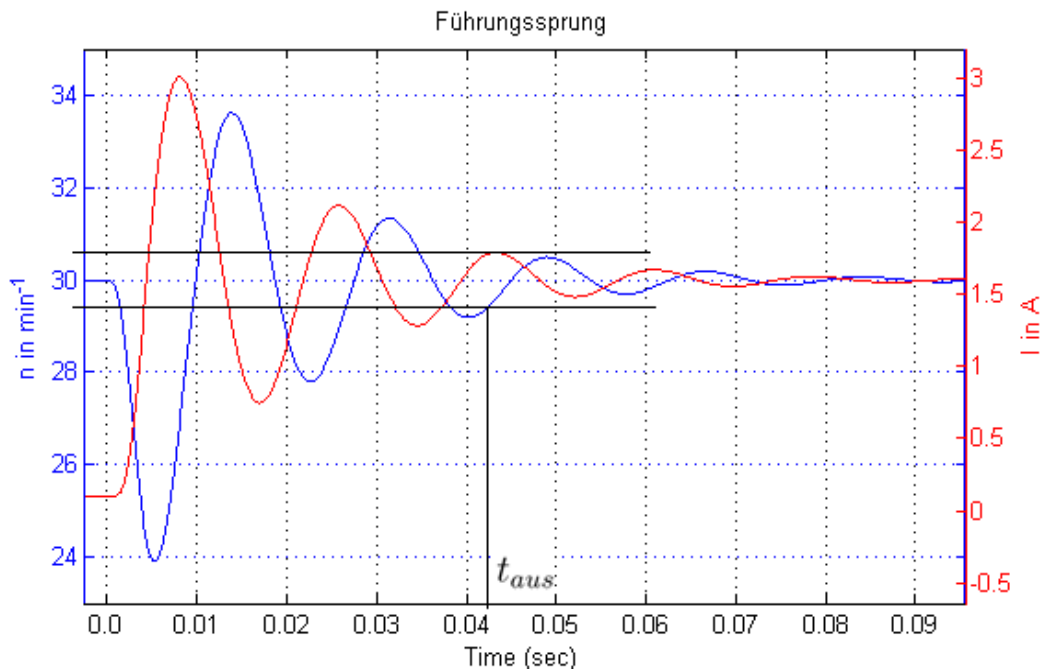


Abbildung 5.7.: Störsprungantwort des Simulationsmodells

Für das Simulationsmodell ergibt sich folgende Ausregelzeit.

$$t_{aus} \cong 42,3 \text{ ms} \quad (5.40)$$

Es ist deutlich der Drehzahlabfall durch das als Störung wirkende Belastungsmoment an der Antriebswelle zu erkennen. Als Reaktion auf die Belastung der Maschine und die daraus resultierende Ausregelung ist ein Stromanstieg zu sehen, der dem Drehzahleinbruch entgegenwirkt. Die Ausregelzeit beträgt ca. $t_{aus} = 42,3 \text{ ms}$ bei einem Toleranzband von $\pm 2 \%$. Auch für das Störverhalten ist deutlich die starke Welligkeit der Zeitverläufe von Maschinenstrom und Drehzahl zu erkennen, was auf eine nicht optimale Reglerkonfiguration schließen lässt.

Abbildung 5.8 auf Seite 60 zeigt die Systemantwort auf einen Störsprung mit der Reglerkonfiguration nach Standardkriterien, wie sie in diesem Kapitel hergeleitet und berechnet wurde. Es ergibt sich für die Ausregelzeit der Störung gemäß Abbildung 5.8

$$t_{aus} \cong 45,7 \text{ ms} \quad (5.41)$$

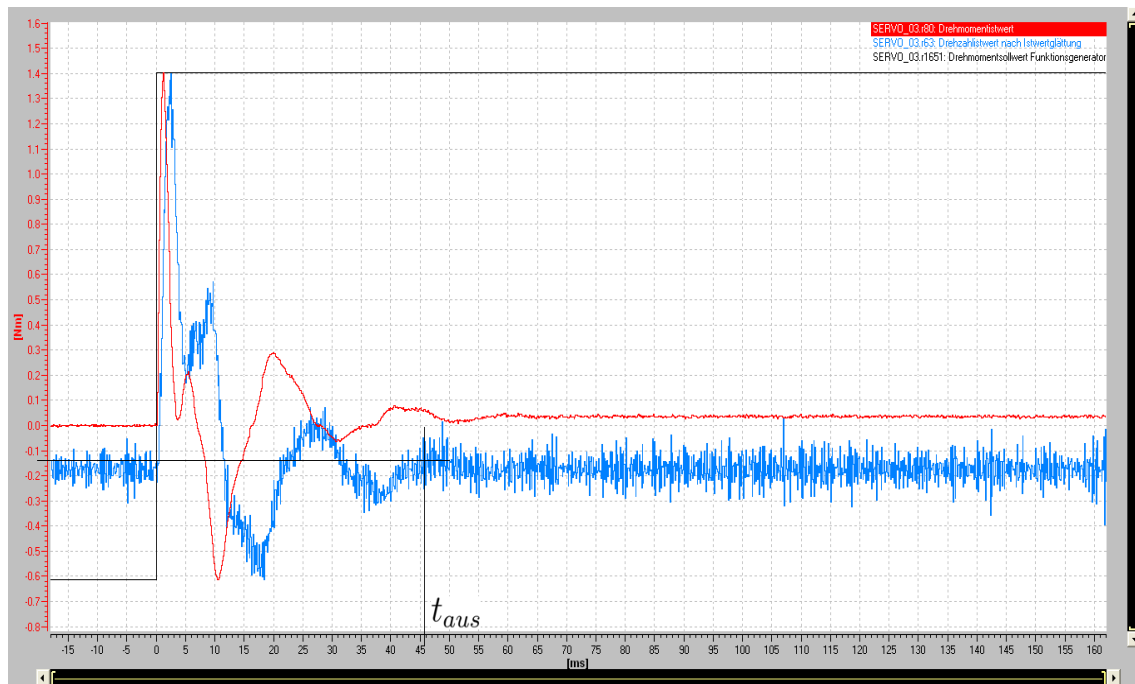


Abbildung 5.8.: Störsprungantwort der 1FK7 Maschine mit Reglerparametern der Standardkriterien

Die Ausregelzeit der Störsprünge aus der Simulation und von STARTER unterscheidet sich damit um ca. 3,4 ms. Diese Abweichung ist relativ klein und somit kann gesagt werden, dass das zeitliche Verhalten von Simulation und untersuchtem Antrieb annähernd gleich ist. Allerdings ist der Verlauf unterschiedlich. Starter nimmt die Störung nicht klassisch als Belastung der Maschine auf. Da STARTER immer nur die im Projekt angewählte Maschine steuern kann, ist es für das Programm nicht möglich echte Belastungssprünge auf die Welle zu geben. Wie genau der Algorithmus und die Vorgehensweise von STARTER bei der Erfassung der Störsprungantwort aussieht, bleibt auch hier dem Benutzer vorenthalten. Da die Maschine bei der Messung angedreht wird, könnte es sein, dass die *ungewollte Drehzahlveränderung* losgelöst vom Drehmoment betrachtet wird, welches erforderlich wäre, um einen solchen Drehzahleinbruch des Antrieb hervorzurufen. Dabei wäre der Drehzahl-Sollwert 0 und jede Veränderung dieses Wertes eine Störung. Das würde auch erklären, warum der sich einstellende Strom, auch bei einem Störgrößensprung der Höhe des Nenndrehmomentes der Maschine, nicht nennenswert über 0 A steigt. Anhand der Dokumentation von Siemens lässt sich dazu jedoch keine Information finden, sodass auch dies nur eine Spekulation ist. Schlussendlich bleibt das Ergebnis, dass die untersuchten Einstellungskriterien zwar eine stabile, jedoch keine optimale Regelung ermöglichen.

5.2. Reglerentwurf nach der Methode von Ziegler und Nichols

Eine praxisnahe und verhältnismäßig einfach durchzuführende Methode zur optimalen Auslegung einer Regelung, ist die Methode nach Ziegler und Nichols. Bei dieser Methode handelt es sich um ein empirisches Verfahren zur Auslegung der Reglerparameter. Es wurde von John G. Ziegler (1909 - 1997) und Nathaniel B. Nichols (1914 - 1997) entwickelt und bereits 1942 im *Transactions of the ASME*-Journal des US-amerikanischen Berufsverbandes der Maschinenbauingenieure, unter dem Titel *Optimum Settings for Automatic Controllers* veröffentlicht [Anhang] (American Society of Mechanical Engineers - ASME). In dieser Veröffentlichung wurden die für das Verfahren typischen Einstellregeln vorgestellt. Ziel dieser Methode ist es, ein einfaches und schnell anwendbares Werkzeug für Inbetriebnahmen und Regloptimierungen zur Verfügung zu stellen, das auch für unbekannte Systeme gültig und anwendbar ist.

Es gibt zwei Varianten zur Auslegung der Regler. Die erste Methode beruht auf der Approximation der Regelstrecke zu einem PT1-Glied mit einer Totzeit (PT1 T_t -Strecke). Bei dieser Methode werden die Streckenparameter (Verstärkung, Zeitkonstante und Totzeit) aus der Sprungantwort der Strecke auf einen Führungssprung abgelesen und dienen als Grundlage zur Berechnung der Parameter. Da diese Variante im Folgenden keine weitere Verwendung findet, sei für den interessierten Leser auf die Quellen [2] und [3] verwiesen.

Die zweite Variante ist die *Einstellung auf den Stabilitätsrand*, die in diesem Kapitel zur Anwendung kommen soll. Diese Methode kommt gänzlich ohne theoretisches Modell der Regelstrecke aus, ist aber abhängig von gewissen Randbedingungen. Zu diesen Randbedingungen zählen im Speziellen, dass das System stabil sein muss und kurzzeitig im grenzstabilen Betriebsbereich betrieben werden kann. Letzteres gilt besonders im Bezug auf die Betriebssicherheit für Mensch und Maschine. Zwar sind diese Randbedingungen in der Praxis nicht immer ohne Weiteres gegeben, für den untersuchten Antriebszustand sind sie jedoch erfüllt, sodass diese Methode angewendet werden darf. Die Vorgehensweise dieser Methode sieht vor, dass das System P-förmig angeregt wird. Das bedeutet, dass der I-Anteil des PI-Reglers eliminiert werden muss und ein Führungssprung auf das System gegeben wird. Die Eliminierung des I-Anteils wird durch die Einstellung der Nachstellzeit T_N des PI-Reglers auf einen Wert von 0 ms erreicht. Ist der Regler derart konfiguriert, wird schrittweise die Reglerverstärkung erhöht und das System nach jeder Erhöhung mit einer sprungförmigen Führungsgröße angeregt. Die Sprungantwort des Systems muss dabei sukzessive nach jeder Erhöhung überprüft werden. Die Verstärkung, bei der die Sprungantwort des Systems eine gleichförmige Schwingung aufweist, wird als kritische Verstärkung K_{krit} bezeichnet. Das System befindet sich im grenzstabilen Betriebsbereich und die Verstärkung sollte nicht weiter erhöht werden. Die Periodendauer T_{krit} mit der diese Schwingung auftritt nennt sich kritische Periodendauer.

Sind die kritischen Parameter bestimmt können die empirisch ermittelten Daten anhand der gegebenen Tabelle 5.4 in die entsprechenden Reglerparameter umgerechnet werden.

Ziegler & Nichols	Einstellvorschrift PI-Regler
Nachstellzeit	$T_N = 0,85 \cdot T_{krit}$
Verstärkung	$K_P = 0,45 \cdot K_{krit}$

Tabelle 5.4.: Einstellregeln nach Ziegler & Nichols

Abschließend fordert diese Methode die empirische Überprüfung der ermittelten Parameter und gegebenenfalls deren Anpassung. Für den untersuchten Maschinenstand bedeutet dies, dass das Bode-Diagramm des geschlossenen Regelkreises untersucht werden muss, um zu prüfen, ob die von Siemens definierten Randbedingungen zur Gewährleistung der Stabilität eingehalten werden. In Tabelle 5.5 sind diese Kriterien aufgeführt.

Parameter	Randbedingung
Phasenreserve	$\varphi_R \cong 30^\circ - 40^\circ$
Amplitudenreserve	$A_R \geq 5 \text{ dB}$
Überhöhungen im Amplitudengang	$\dot{U} \leq 5 \text{ dB}$

Tabelle 5.5.: Randbedingungen zur Gewährleistung der Stabilität von Siemens

Sollte das Bode-Diagramm mit den empirisch ermittelten Reglerparametern diese Kriterien nicht erfüllen, müssen die ermittelten Parameter angepasst werden.

5.2.1. Auslegung des Stromreglers

Für die Auslegung der Reglerparameter des Stromregelkreises kann nach Abschluss der Auslegung ein gutes Ergebnis erwartet werden. Da es kein eindeutiges, theoretisches Modell der Regelstrecke gibt, ist die Methode zur Auslegung der Regelung nach Ziegler und Nichols an dieser Stelle günstig.

Über den Projekt-Explorer kann der Stromregler des 1FK7-Antriebs ausgewählt werden. Dazu wird der Ordner *Antriebe* ausgewählt und der Antrieb *Servo_03* ausgewählt. Im Untermenü des Antriebs *Servo_03* kann unter *Steuerung/Regelung* der Punkt *Stromregler* ausgewählt werden. Über diesen Punkt kommt man in das Konfigurationsfenster des Stromreglers, in dem die Nachstellzeit des Stromreglers auf einen Wert von $T_{Ni} = 0 \text{ ms}$ eingestellt wird.

Diese Einstellung hat zur Folge, dass nur der P-Anteil des PI-Reglers aktiv wirkt. Das System wird also durch Aufschalten eines Führungssprungs P-förmig angeregt. Die Ermittlung der kritischen Verstärkung nimmt einige Zeit in Anspruch, da ohne Systemkenntnis nicht vorherbestimmt werden kann, wann ein System in den grenzstabilen Bereich überführt wird. Da sich die Vorgehensweise, wie bereits eingangs erläutert, immer wiederholt soll an dieser Stelle nur das Ergebnis betrachtet werden.

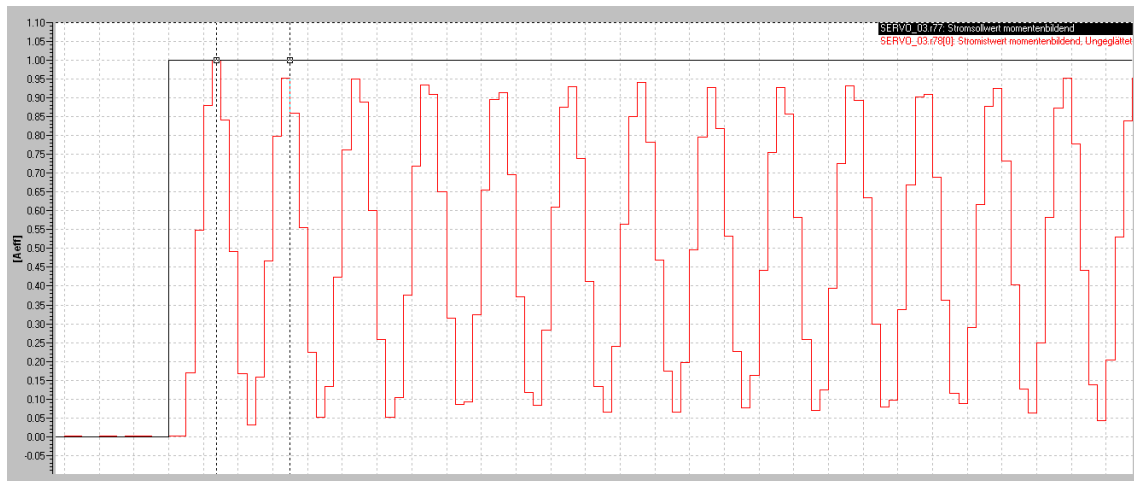


Abbildung 5.9.: Sprungantwort des Stromregelkreises bei kritischer Verstärkung

Abbildung 5.9 zeigt die Sprungantwort des Stromregelkreises bei der kritischen Verstärkung. Der Betrieb im grenzstabilen Bereich ist am Verlauf des Stromwertes gut zu erkennen. Es ergeben sich die folgenden kritischen Parameter:

$$K_{krit} = 98,3 \frac{V}{A} \quad (5.42)$$

$$T_{krit} = 1 \text{ ms} \quad (5.43)$$

Aus diesen kritischen Parametern lassen sich mit Hilfe von Tabelle 5.4 die Parameter für den PI-Stromregler bestimmen.

$$K_{Pi} = 0,45 \cdot K_{krit} = 0,45 \cdot 98,3 \frac{V}{A} = 44,235 \frac{V}{A} \quad (5.44)$$

$$T_{Nn} = 0,85 \cdot T_{krit} = 0,85 \cdot 1 \text{ ms} = 0,85 \text{ ms} \quad (5.45)$$

Diese ermittelten Werte stellen die Basiswerte der Auslegung dar. Um die Güte der Regelung mit diesen Parametern beurteilen zu können wird der Stromregler mit diesen Werten parametrisiert.

Nach der Konfiguration des PI-Stromreglers kann mit Hilfe des Bode-Diagramms das Verhalten des Antriebs analysiert werden.

Zur Auswertung des Bode-Diagramms sind zunächst einige Erläuterungen notwendig. Bei dem von STARTER gemessenen Frequenzgang des Systems handelt es sich um den Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises. Das bedeutet, dass PI-Regler, Strecke und Rückführung aktiv sind. Üblicherweise wird für eine regelungstechnische Betrachtung der Führungsfrequenzgang der Regelstrecke verwendet. Durch diesen kann das Verhalten des Systems genau analysiert werden. Im günstigsten Fall kann dann der Regler genau invers zur Regelstrecke entwickelt werden und wäre damit optimal. STARTER stellt diese Funktion leider nicht zur Verfügung und bietet ausschließlich den Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises an. Anhand des daraus resultierenden Bode-Diagramms kann lediglich eine Aussage über die erzielte Regelgüte getroffen werden. Eine konkrete Reglerauslegung ist nicht möglich. Aufgrund der erzielten Kurvenverläufe von Phasen- und Frequenzgang und den von Siemens definierten Stabilitätskriterien kann lediglich empirisch der Verlauf eben dieser Kurven unter Berücksichtigung der genannten Kriterien optimiert werden. Das entspricht im Prinzip der Forderung nach einer Überprüfung und gegebenenfalls einer Anpassung der ermittelten Parameter, wie es die Methode von Ziegler und Nichols vorschreibt.

Aus dem Bode-Diagramm können alle, für die Bewertung wichtigen Parameter, abgelesen werden. Die Phasenreserve φ_R wird an dem Punkt abgelesen, an dem der Amplitudengang das Toleranzband von $\varepsilon = \pm 3 \text{ dB}$ verlässt. Die Amplitudenreserve A_R kann bei einer Phasendrehung von $\varphi = 180^\circ$ abgelesen werden. Weiterhin kann mit Hilfe des Amplitudenlineals eine Aussage über das Systemverhalten getroffen werden und es hilft bei der Ermittlung der Eckfrequenzen und Systemzeitkonstanten. STARTER liefert, für die mit der Methode von Ziegler und Nichols ermittelten Parameter, das Bode-Diagramm gemäß Abbildung 5.10.

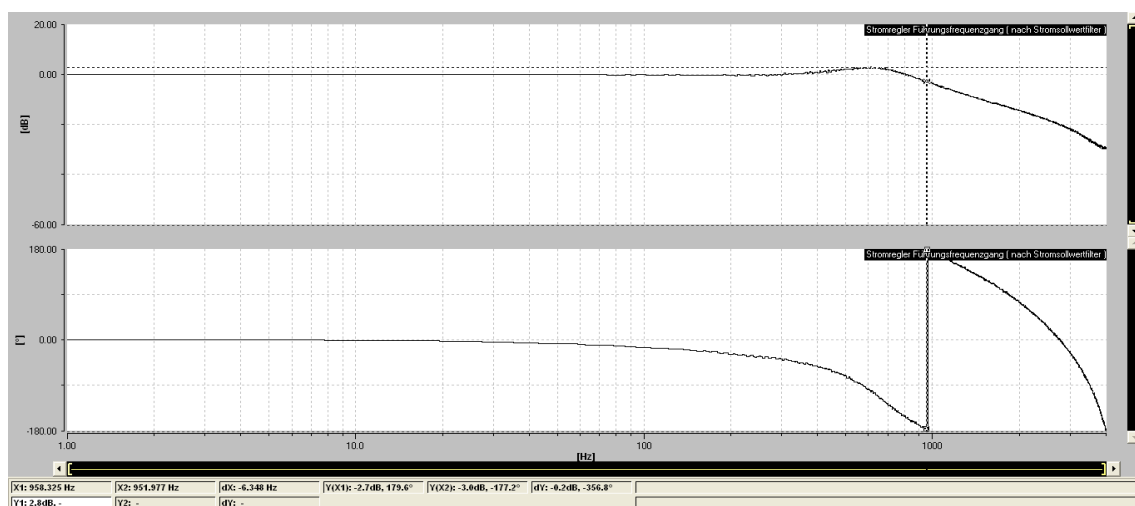


Abbildung 5.10.: Bode-Diagramm des Stromregelkreises ohne Anpassung (Z+N)

Es ergeben sich für den Verlauf von Amplituden- und Phasengang, gemäß Abbildung 5.10, folgende Kennwerte

$$\ddot{U} \cong 2,8 \text{ dB} \quad , \quad \varphi_R \cong 2,8^\circ \quad , \quad A_R \cong 2,7 \text{ dB} \quad (5.46)$$

Der Verlauf des Amplitudenganges weist eine Überhöhung von ca. 2,8dB auf. Diese Überhöhung im Frequenzbereich stellt ein Überschwingen im Zeitbereich dar. Die Ausprägung dieses Überschwingens im Zeitbereich ist dabei direkt von der Ausprägung der Überhöhung im Amplitudengang abhängig. Je größer die Amplitudengangsüberhöhung ist, desto stärker schwingt das System bei Anregung mit einem Führungsgrößensprung über. Tabelle 5.6 liefert eine Gegenüberstellung von den aus dem Bode-Diagramm ersichtlichen Parametern und den von Siemens geforderten Randbedingungen zur Stabilität.

Parameter	Randbedingung	Messung	Bewertung
Phasenreserve	$\varphi_R \cong 30^\circ - 40^\circ$	$\varphi_R \cong 2,8^\circ$	n.i.O.
Amplitudenreserve	$A_R \geq 5 \text{ dB}$	$A_R = 2,7 \text{ dB}$	n.i.O.
Amplitudenüberhöhungen	$\ddot{U} \leq 5 \text{ dB}$	$\ddot{U} \cong 2,8 \text{ dB}$	i.O.

Tabelle 5.6.: Vergleich der Ergebnisse mit den Siemens-Stabilitätskriterien (Z+N)

Die Auswertung von Tabelle 5.6 zeigt, dass die ermittelten Parameter nicht die Anforderungen der Stabilitätskriterien von Siemens erfüllen. Es ist also, wie in der Methode von Ziegler und Nichols gefordert, eine Anpassung der Parameter notwendig. Für diese Anpassung wird das Bode-Diagramm gemäß Abbildung 5.10 herangezogen und es werden Vorüberlegungen angestellt.

Um ein optimales Verhalten des Antriebs zu erlangen, sollte der Betrag, also der Amplitudengang, möglichst lange auf einem Wert von 1 (0dB) verlaufen. Das Bode-Diagramm in Abbildung 5.10 weist ab einer Frequenz von ca. 300Hz eine Überhöhung auf. Diese Überhöhung ist ungünstig für optimales Verhalten. Durch diese Überhöhung werden Phasen- und Amplitudenrand zu stark in Richtung höherer Frequenzen verschoben und rutschen damit aus dem gültigen Bereich heraus. Der für den Verlauf und die Steifigkeit des Amplitudenganges hauptverantwortliche Parameter ist die Verstärkung K_{Pi} des Reglers. Durch Veränderung dieses Parameters kann direkt Einfluss auf den Verlauf des Amplitudenganges genommen werden. Im Allgemeinen wird der Amplitudengang für kleine Verstärkungen nicht bis in höhere Frequenzbänder einem Betrag von 1 folgen. Diese Konfiguration mit einer zu niedrigen Verstärkung wird in der Theorie als *zu schlaff* eingestellte Regelung bezeichnet. Für zu hohe Verstärkungsfaktoren weist der Amplitudengang Überhöhungen auf. Diese Konfiguration wird *zu stark* eingestellte Regelung genannt.

Es handelt sich damit beim vorliegenden Fall nach Abbildung 5.10 um einen zu stark eingestellten Regler.

Um den Regler zu optimieren und die Charakteristik des Amplitudenganges dahingehend zu verändern, dass die Stabilitätskriterien von Siemens eingehalten werden, muss der Wert des Verstärkungsfaktors verringert werden. Bei diesem Prozess handelt es sich, ähnlich wie bei der Bestimmung der kritischen Verstärkung, um ein zyklisches Verändern und Überprüfen des Verhaltens der Regelung.

Als optimale Einstellung wurde die folgende Konfiguration ermittelt:

$$K_{Pi} = 36,2 \frac{V}{A} \quad (5.47)$$

$$T_{Ni} = 1,5 \text{ ms} \quad (5.48)$$

Mit diesen Werten ergibt sich der Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises entsprechend Abbildung 5.11.

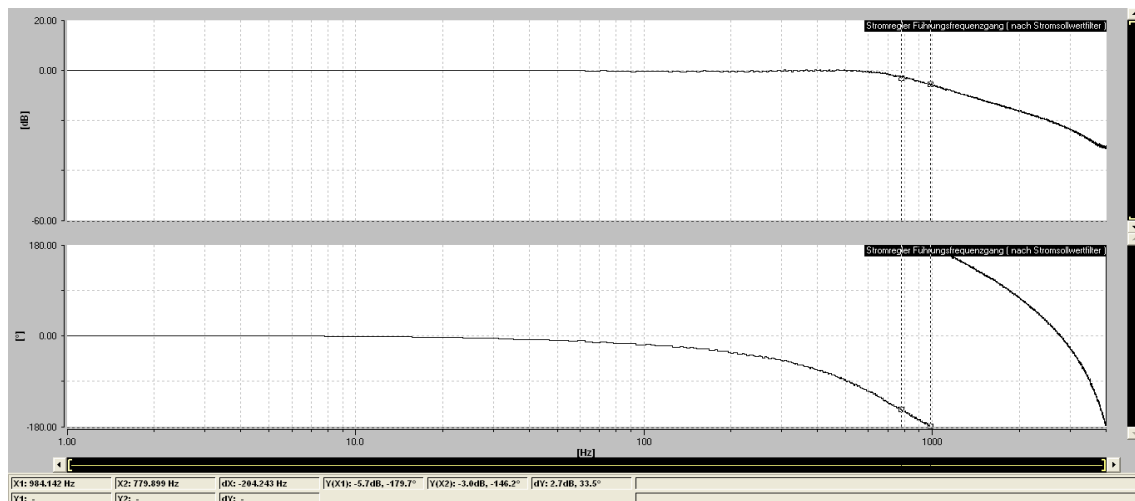


Abbildung 5.11.: Bode-Diagramm des Stromregelkreises mit Anpassung (Z+N)

Der Amplitudengang weist mit den optimierten Parametern keinerlei Überhöhungen auf und folgt dem Betrag 1 (0dB) bis zu einer Frequenz von ca. 600Hz. Da keine Überhöhungen auftreten, ist im Zeitbereich mit keinem unzulässig hohen Überschwingen zu rechnen. Phasen- und Amplitudenreserve haben sich deutlich erhöht. Der Frequenzgang des geschlossenen Regelkreises weist allgemein einen deutlich günstigeren Verlauf auf.

Es ergeben sich folgende Resultate im Bezug auf die Phasen- und Amplitudenreserve.

$$\dot{U} \cong 0,0 \text{ dB} \quad , \quad \varphi_R \cong 33,8^\circ \quad , \quad A_R \cong 5,7 \text{ dB} \quad (5.49)$$

Die Gegenüberstellung der Stabilitätskriterien von Siemens und den Ergebnissen aus der Messung, sowie deren qualitative Bewertung sind in Tabelle 5.7 auf Seite 67 dargestellt.

Parameter	Randbedingung	Messung	Bewertung
Phasenreserve	$\varphi_R \cong 30^\circ - 40^\circ$	$\varphi_R \cong 33,8^\circ$	i.O.
Amplitudenreserve	$A_R \geq 5 \text{ dB}$	$A_R = 5,7 \text{ dB}$	i.O.
Amplitudenüberhöhungen	$\ddot{U} \leq 5 \text{ dB}$	$\ddot{U} \cong 0 \text{ dB}$	i.O.

Tabelle 5.7.: Vergleich der angepassten Ergebnisse mit den Siemens-Stabilitätskriterien (Z+N)

Es ist ersichtlich, dass die angepassten Parameter die Stabilitätskriterien erfüllen. Die Werte für Phasen- und Amplitudenreserve liegen dicht an den definierten Grenzen der Stabilitätskriterien, sodass gesagt werden kann, dass eine weitere Erhöhung der Reglerverstärkung im Hinblick auf die Gewährleistung der Stabilität nicht sinnvoll ist.

Nachdem der Stromregelkreis nun optimal nach der Methode von Ziegler und Nichols ausgelegt ist, ist das Verhalten des Stromregelkreises anhand einer Sprungantwort auf einen Führungssprung zu untersuchen. Das System wird dabei mit einer sprungförmigen Führungsgröße von $I_{soll} = 1 \text{ A}$ angeregt. Ziel dieser Untersuchung ist die Überprüfung der erzielten Ausregelzeit und damit der Regelkreis-Dynamik im Vergleich zu den Standard-Parametern von Siemens.

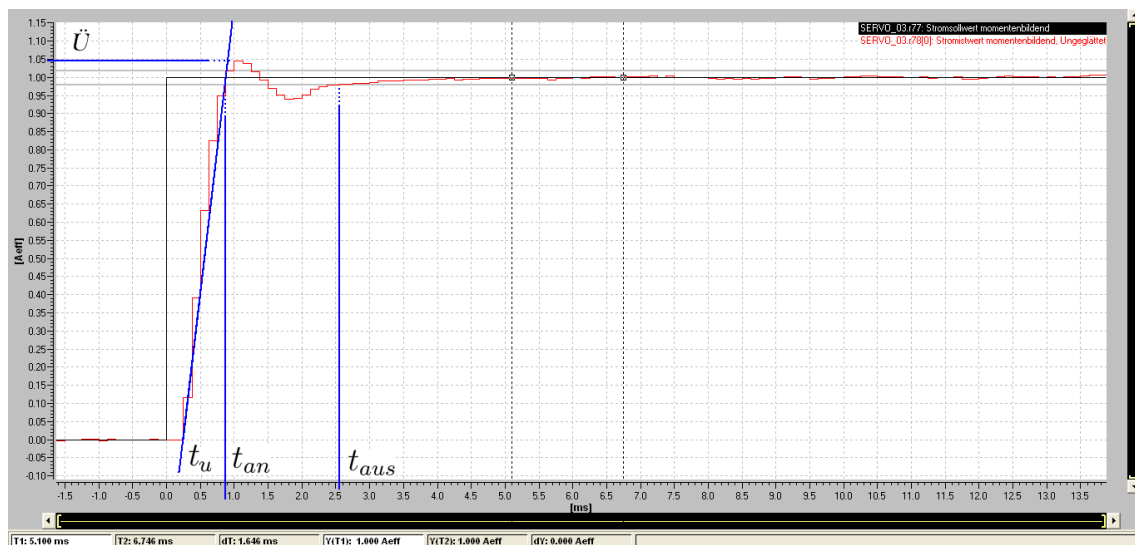


Abbildung 5.12.: Führungssprung-Antwort des nach Ziegler und Nichols optimierten Stromregelkreises nach Anpassung der Parameter

Es ergeben sich die folgenden charakteristischen Kennwerte für die Führungssprungantwort

des Stromregelkreises mit den empirisch optimierten Parametern

$$\ddot{U} \cong 4,8 \% \quad , \quad t_u = 0,25 \text{ ms} \quad , \quad t_{an} = 0,87 \text{ ms} \quad , \quad t_{aus} = 2,54 \text{ ms} \quad (5.50)$$

Zum Vergleich ist die Führungssprungantwort des Stromregelkreises mit Standard Parametern in Abbildung 5.13 dargestellt.

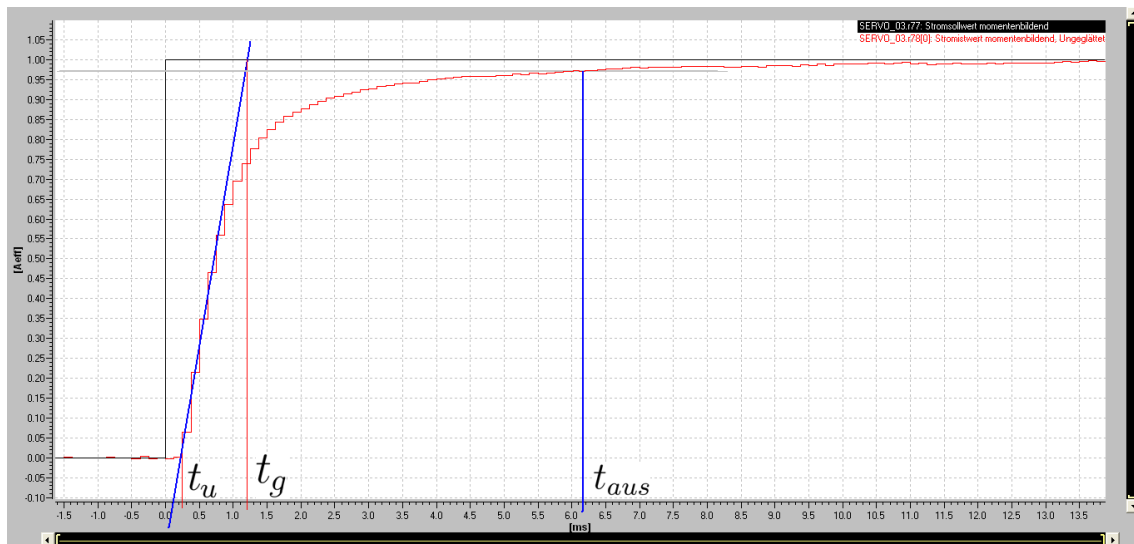


Abbildung 5.13.: Führungssprung-Antwort des nicht optimierten Stromregelkreises mit Standard-Parametern

Mit den Standard-Parametern, die während der Antriebskonfiguration vom Inbetriebnahme-tool STARTER festgelegt werden, ergeben sich folgende Resultate:

$$\ddot{U} \cong 0,0 \% \quad , \quad t_u = 0,25 \text{ ms} \quad , \quad t_g = 1,2 \text{ ms} \quad , \quad t_{aus} = 6,17 \text{ ms} \quad (5.51)$$

Ein Vergleich der erzielten Ergebnisse entsprechend der Gleichungen (5.50) und (5.51) zeigt, dass der optimierte Stromregelkreis deutlich schneller auf Führungsgrößen sprünge reagiert. Er weist damit eine höhere Dynamik auf.

Die Verzugszeit t_u ist für beide Sprungantworten identisch. Sie entspricht der Verzögerung des Systems. Diese Verzögerung ist abhängig von der eingesetzten Hardware und somit erwartungsgemäß für beide untersuchten Konfigurationen gleich. Die Ausgleichszeit t_g entspricht dem Zeitwert, den das System benötigt um vom Ausgangszustand zum stationären Endwert zu gelangen, wenn die Sprungantwort der Wendetangente folgen würde. Dieser Wert ist also im Prinzip eine theoretische Anregelzeit, was einen Vergleich zur realen Anregelzeit t_{an} entsprechend Gleichung (5.50) zulässt. Es muss bei diesem Vergleich beachtet

werden, dass die vergleichbare Anregelzeit noch die Verzugszeit t_u enthält. Es gilt also

$$t_{an} = t_u + t_g = 0,25 \text{ ms} + 1,2 \text{ ms} = 1,45 \text{ ms} \quad (5.52)$$

Es konnte also eine Verbesserung von 0,58 ms erzielt werden. Die Ausregelzeit bezieht sich auf ein Toleranzband von $\pm 2\%$. Sie definiert den Zeitpunkt, an dem die Sprungantwort des Systems in das Toleranzband eindringt und im weiteren Zeitverlauf nicht wieder verlässt. Für die Ausregelzeit konnte, mit einer Verkürzung von $t_{aus} = 6,17 \text{ ms}$ auf $t_{aus} = 2,54 \text{ ms}$, eine deutliche Verbesserung erzielt werden.

Üblicherweise wird im Anschluss an die Auswertung des Führungsverhaltens das Störverhalten überprüft. Auf diese Auswertung kann hier nicht weiter eingegangen werden, da STARTER keine Möglichkeiten oder Routinen zur Verfügung stellt, mit deren Hilfe das Störverhalten analysiert werden kann. Die einzigen Messungen, die STARTER im Zusammenhang mit dem Stromregelkreis aufnehmen und ausgeben kann, beziehen sich auf das Führungsverhalten. Die *Trace*-Funktion zur Aufnahme von Sprungantworten mit Hilfe eines *Funktionsgenerators* liefert nur Sprungantworten des Drehzahlregelkreises. Eine separate Untersuchung des Stromregelkreises ist nicht möglich. Die *Messfunktion* von STARTER, die für die Berechnung komplexerer Messungen vorgesehen ist, kann nur zur Ermittlung der Führungssprungantwort (vgl. Abbildung 5.12 oder 5.13) und des Führungsfrequenzgangs (vgl. Abbildung 5.11) genutzt werden. Weiterhin wurde im Kapitel 5.1.3 - *Validierung der berechneten Reglerparameter* bereits festgestellt, dass der Stromregelkreis der untersuchten Anlage keineswegs ideales Verhalten aufweist, sodass die Approximation durch das Simulationsmodell keine ausreichend genauen Ergebnisse für die einzelne Betrachtung des Stromregelkreises liefert. Aus diesem Grunde ist eine Untersuchung des Stromregelkreises entsprechend dem Simulationsmodell im Bezug auf das Störverhalten nicht zielführend. Die Ergebnisse, die aus dieser Betrachtung hervorgingen, könnten nicht auf die reale Anlage übertragen werden und hätten damit keine Aussagekraft. Schlussendlich kann eine Untersuchung des Störverhaltens, aufgrund der Restriktionen von STARTER für den Stromregelkreis, nicht sinnvoll durchgeführt werden.

Auch wenn sich das Störverhalten nicht beweisbar analysieren lässt, kann anhand der Reglerkonfiguration und dem resultierenden Bode-Diagramm gemäß Abbildung 5.11 eine Aussage zum Verhalten formuliert werden. Im Allgemeinen definiert die Phasenreserve φ_R die charakteristischen Verhaltensweisen eines Systems im Bezug auf die Güte des Führungs- bzw. des Störverhaltens. Für eine Phasenreserve von $\varphi_R \cong 60^\circ$ kann von einem guten Führungsverhalten ausgegangen werden. Ein gutes Störverhalten wird mit einem Wert von $\varphi_R \cong 35^\circ$ erreicht. Die, mit optimaler Auslegung nach der Methode von Ziegler und Nichols, ermittelte Phasenreserve liefert gemäß Gleichung 5.49 einen Wert von $\varphi_R \cong 33,8^\circ$. Weiterhin wird das Verhalten des Systems massgeblich durch die Wahl der Nachstellzeit des PI-Reglers definiert. Aus kleinen Werten für die Nachstellzeit resultiert gutes Störverhalten, hohe Werte hingegen erzeugen ein besseres Führungsverhalten. Die gewählte Nachstellzeit für den PI-Regler ist mit einem Wert von $T_{Ni} = 1,5 \text{ ms}$ relativ niedrig. Zusammenfassend

kann also festgestellt werden, dass der Stromregelkreis, aufgrund der niedrigen Nachstellzeit des Regelgliedes und der erzielten Phasenreserve, auf gutes Störverhalten ausgelegt ist. Diese Auslegung ist für den untersuchten Antrieb günstig. Störgrößen des Systems sind im Allgemeinen Belastungsmomente an der Maschinenwelle. Der Maschinenstrom ist dabei direkt proportional zum Belastungsmoment. Durch die Auslegung auf gutes Störverhalten ist sichergestellt, dass der Antrieb bei einer solchen Störung möglichst schnell in seinen stationären Betriebspunkt zurückkehrt.

5.2.2. Auslegung des Drehzahlreglers

Die Auslegung des Drehzahlregelkreises nach der Methode von Ziegler und Nichols ist analog zur Vorgehensweise im vorhergehenden Kapitel vorzunehmen. Der unterlagerte Stromregelkreis ist entsprechend Kapitel 5.2.2 ausgelegt und konfiguriert.

Zunächst soll die Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit Standard Parametern als Grundlage der weiteren Betrachtung dargestellt und die charakteristischen Parameter ermittelt werden. Ausgehend von diesen Parametern kann dann im Folgenden eine Aussage über die Verbesserung der Regelgüte getroffen werden. Als Führungsgröße wird ein Sprung von $\Delta_n = 30 \text{ min}^{-1}$ auf das System gegeben. Damit ist der Führungssprung kleiner als in den vorherigen Betrachtungen (vgl. Abbildung 4.4). Die Notwendigkeit dieser Verringerung ergibt sich aus den in diesem Kapitel erzielten Ergebnissen.

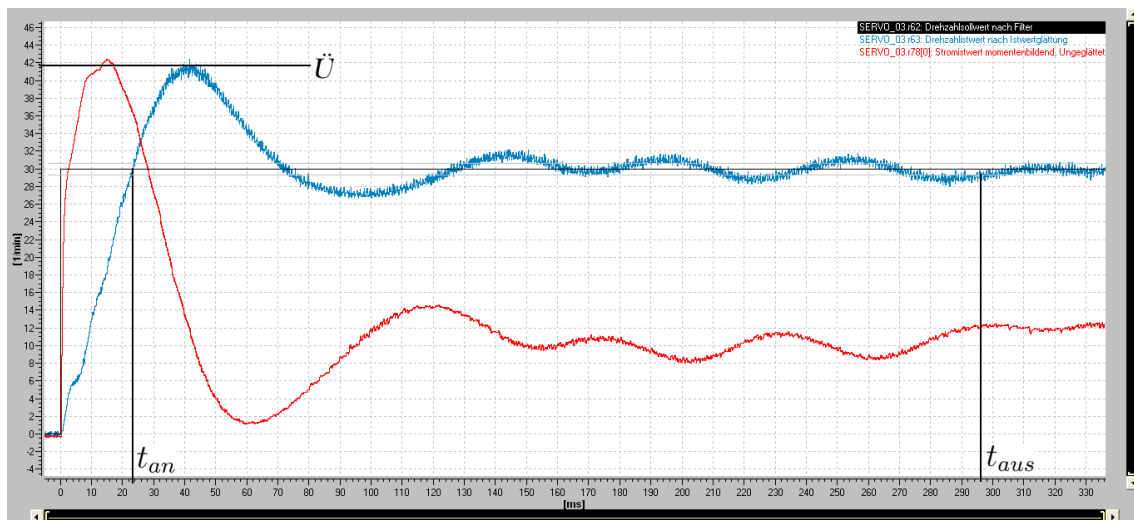


Abbildung 5.14.: Führungssprung-Antwort des nicht optimierten Drehzahlregelkreises mit Standard-Parametern

Es stellen sich für die Standard-Parametrierung von STARTER folgende Resultate ein.

$$\ddot{U} \cong 38,9 \% , t_{an} \cong 23,3 \text{ ms} , t_{aus} \cong 296,1 \text{ ms} \quad (5.53)$$

Das nach Ziegler und Nichols optimierte System ist sehr viel dynamischer als das System mit Standardkonfiguration und reagiert damit sehr schnell auf Sprünge der Führungsgröße. Durch diese Dynamik ist jedoch auch der Strom sehr hoch. Die Strombegrenzung der Leistungselektronik springt bei einem Wert von $I_{max} = 10 \text{ A}$ an. Dieser Wert wird bereits für Führungssprünge von $\Delta_n \geq 32 \text{ min}^{-1}$ überschritten. Bei Ansprechen der Strombegrenzung arbeitet die Regelung nicht mehr einwandfrei. Der Stromregelkreis ist übersteuert und kann nicht mehr die für die optimale Regelung erforderlichen Ströme liefern. Während dieses Verhalten in der Praxis durchaus zulässig ist, muss es bei der analytischen Betrachtung dringend berücksichtigt werden, weil das gesamte Verhalten des Systems nicht mehr optimal wäre und die Ergebnisse für die Analyse verfälscht werden würden. Um repräsentative Ergebnisse erzielen zu können ist eine Verringerung der Höhe des Führungssprunges also dringend erforderlich.

Zur Optimierung des Drehzahlregelkreises nach Ziegler und Nichols werden die dafür notwendigen Schritte, ähnlich wie im vorangegangenen Kapitel, der Reihe nach durchgeführt. Im ersten Schritt wird das System P-förmig angeregt. Dazu wird auch hier der Integralanteil des PI-Reglers durch die Parametrierung auf den Wert 0ms eliminiert. Die Proportionalverstärkung des PI-Reglers wird so lange schrittweise erhöht, bis das System kontinuierlich mit konstanter Amplitude schwingt. Aus dieser kontinuierlichen Schwingung lassen sich die kritische Verstärkung und die kritische Periodendauer bestimmen.

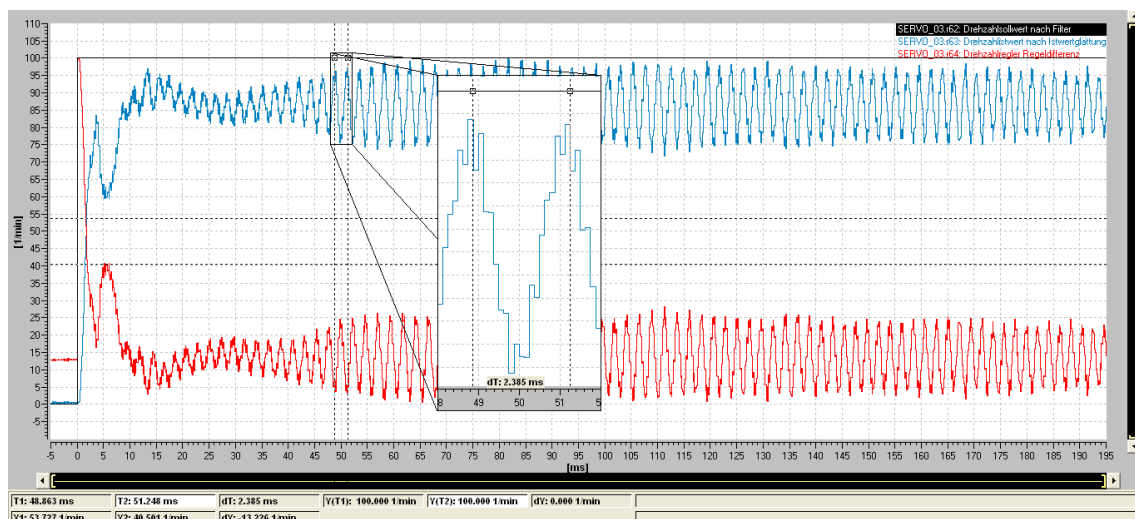


Abbildung 5.15.: Kontinuierliche Schwingung des Drehzahlregelkreises zur Ermittlung von K_{krit} und T_{krit}

Es folgt für die kritische Verstärkung des Drehzahlregelkreises und daraus resultierend für die kritische Periodendauer

$$K_{krit} = 6,35 \frac{Nm s}{rad} \quad (5.54)$$

$$T_{krit} = 2,25 ms \quad (5.55)$$

Aus den bekannten formellen Zusammenhängen entsprechend Tabelle 5.4 lassen sich damit die Reglerparameter berechnen. Es folgt für die Proportionalverstärkung und die Nachstellzeit:

$$K_{Pn} = 0,45 \cdot K_{krit} = 0,45 \cdot 6,35 \frac{Nm s}{rad} = 2,86 \frac{Nm s}{rad} \quad (5.56)$$

$$T_{Nn} = 0,85 \cdot T_{krit} = 0,85 \cdot 2,25 ms = 1,91 ms \quad (5.57)$$

Diese Parameter stellen die Basis-Parameter der Regleroptimierung nach Ziegler und Nichols dar. Anhand der Sprungantwort des Drehzahlregelkreises kann nun die Güte der ermittelten Parameter beurteilt werden.

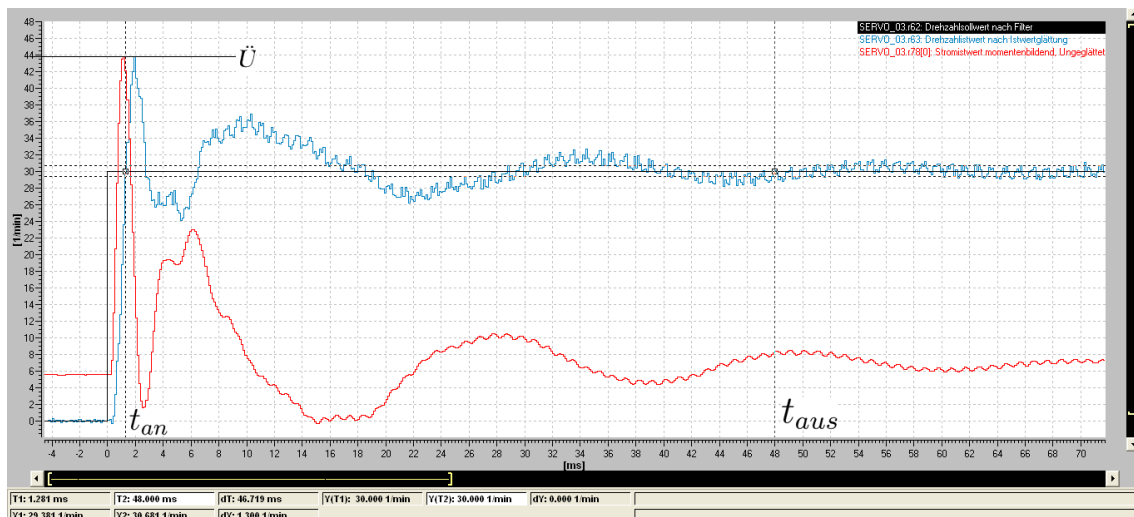


Abbildung 5.16.: Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit den ermittelten Reglerparametern (Z+N)

Abbildung 5.16 zeigt die mit STARTER aufgenommene Sprungantwort des Systems auf eine sprungförmige Anregung mit einer Führungsgröße. Es ergeben sich folgende Verlaufsmerkmale:

$$\ddot{u} \cong 46 \% , t_{an} \cong 1,28 ms , t_{aus} \cong 48 ms \quad (5.58)$$

Bezugnehmend auf die Gleichung 5.53 und die Abbildung 5.14 ist im Vergleich eine deutliche Verbesserung der Regelgüte festzustellen. Die Anregel- und Ausregelzeiten konnten

deutlich verkürzt werden. Einzig das Überschwingen beim Anregelvorgang hat sich um ca. 7% erhöht, was im Einzelfall, anhand der Randbedingungen der jeweiligen Anwendung, auf Zulässigkeit zu prüfen wäre. Für die hier untersuchte Anwendung des Antriebes wirkt sich die Erhöhung des Überschwingens nicht negativ aus und kann somit toleriert werden. Im Zeitbereich von 0ms bis ca. 8ms schwingt der Verlauf von Maschinenstrom und Drehzahl sehr stark, was auf die elastische Kopplung zwischen Antrieb und Last zurückzuführen ist. Nachdem das mechanische Schwingen abgeklungen und in der Amplitude gegenüber der regelungsbedingten Schwingung gering geworden ist, kann festgestellt werden, dass sich der Istwert noch wellig ist. Er schwingt bis zum Erreichen der Ausregelzeit mit kleinen Amplituden um den Sollwert. Aus der Theorie ist bekannt, dass eine Erhöhung der Nachstellzeit des Reglers dieses leichte Schwingen eliminieren und die Höhe des Überschwingens beim Anregeln verringern kann. Die Nachstellzeit wird also sukzessive erhöht, um einen für die Regelung günstigeren Wert zu ermitteln. Bei dieser Erhöhung ist jedoch zu beachten, dass das Störverhalten negativ beeinflusst wird. Aus diesem Grund folgt zunächst die Betrachtung der Sprungantwort auf einen Störsprung der Höhe $M_L = 1 \text{ Nm}$ und den dazugehörigen charakteristischen Kennwerten.

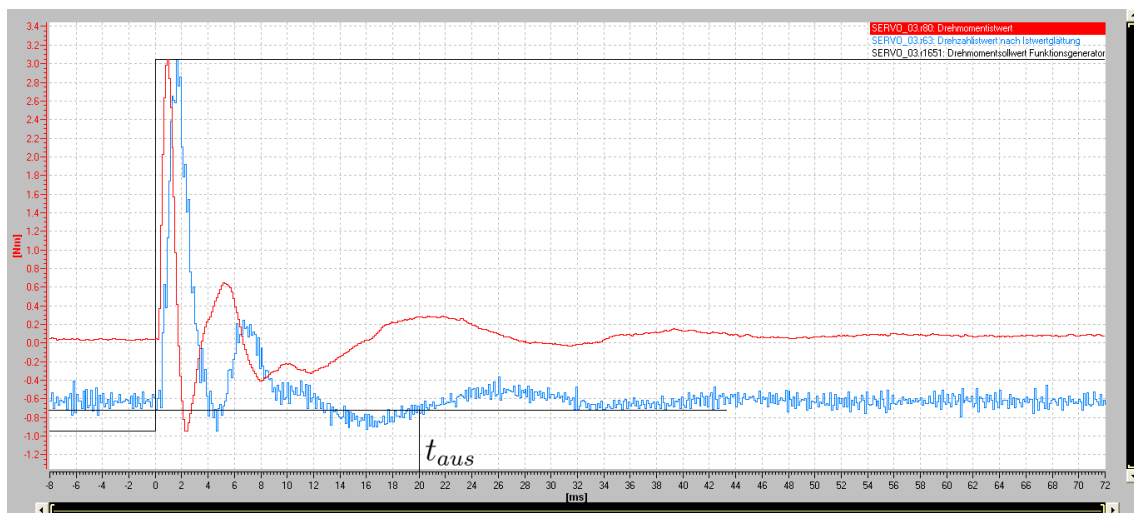


Abbildung 5.17.: Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit den ermittelten Reglerparametern (Z+N)

Es ergeben sich folgende Verlaufsmerkmale der Störsprungantwort.

$$t_{aus} \cong 20,0 \text{ ms} \quad (5.59)$$

Ein Vergleich der durch die Auslegung nach Ziegler und Nichols erzielten Ergebnisse mit dem Störverhalten der Reglerkonfiguration mit Standard Parametern zeigt, dass Störungen ausgeregelt werden.

Die Ausregelzeit konnte um ca. 120ms auf einen Wert von ca. 20ms verringert werden, was eine erhebliche Verbesserung darstellt. Der Antrieb reagiert durch die ermittelten Parameter und die optimierte unterlagerte Stromregelung optimal auf Störeinflüsse, die an der Welle des Antriebes auftreten.

Ausgehend von diesen Erkenntnissen wird nun die Nachstellzeit des PI-Drehzahlreglers so verändert, dass ein optimaler Kompromiss zwischen gutem Führungsverhalten und gutem Störverhalten vorliegt. Die empirische Anpassung der Nachstellzeit und die dazugehörige Überprüfung der Sprungantworten hat einen idealen Wert von ca. 10ms ergeben. Es gilt also:

$$T_{Nn} = 10 \text{ ms} \quad (5.60)$$

Die Sprungantworten des Systems auf einen Führungs- und einen Störsprung werden im Folgenden untersucht.

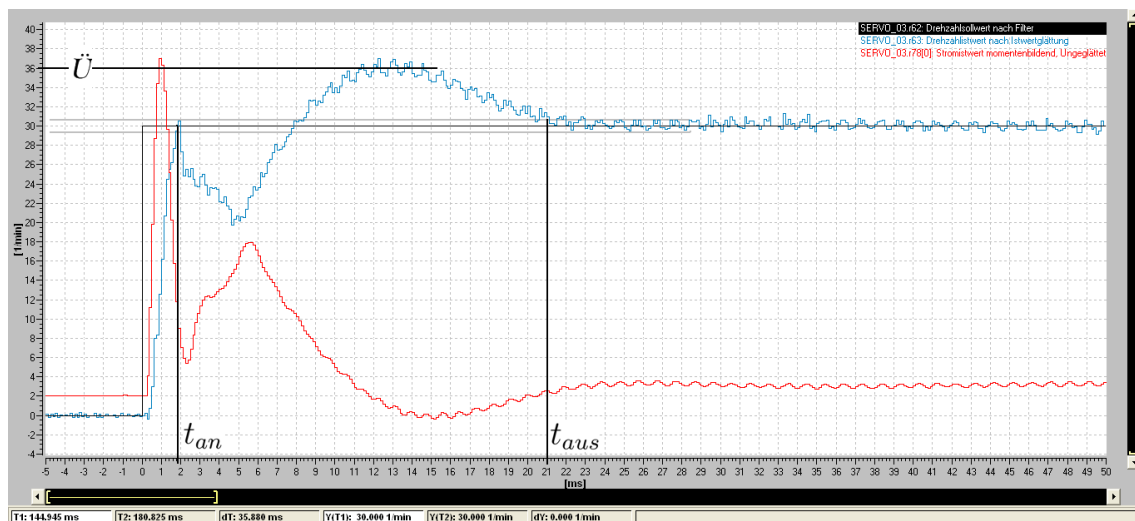


Abbildung 5.18.: Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit idealer Nachstellzeit

Es ergeben sich folgende Messwerte:

$$\ddot{U} \cong 20 \% , t_{an} \cong 1,85 \text{ ms} , t_{aus} \cong 21,0 \text{ ms} \quad (5.61)$$

Es ist deutlich zu sehen, dass die Erhöhung der Nachstellzeit zu einer Verbesserung der Regelgüte im Führungsverhalten geführt hat. Die Höhe des Überschwingens konnte durch die Erhöhung der Nachstellzeit um 26% verringert und die Ausregelzeit um weitere 27ms verkürzt werden. Damit ergibt sich eine Gesamtverbesserung der Ausregelzeit von 275,1ms im Vergleich zur Standard-Parametrierung von STARTER. Auch die Anregelzeit konnte von 23,3ms mit Standard-Parametern auf 1,85ms deutlich verbessert werden. Die Überschwingweite wurde insgesamt um 18,9% auf einen Wert von 20% reduziert.

Die Auslegung des Drehzahlregelkreises nach Ziegler und Nichols liefert damit ein sehr gutes Ergebnis im Bezug auf Dynamik und Reaktionsschnelligkeit. Während das System mit der Standardauslegung von Starter für die Anregelzeit einen Wert von 23,3ms aufweist, ist das System mit der Auslegung nach Ziegler und Nichols bereits nach 21ms ausgeregelt. Das stellt eine erhebliche Verbesserung der Dynamik des Systems dar.

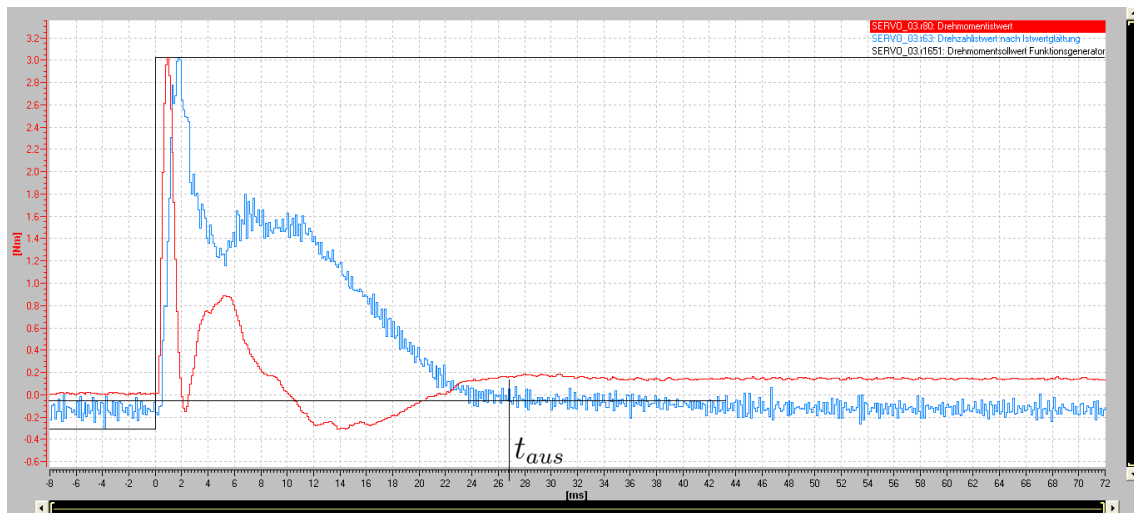


Abbildung 5.19.: Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit idealer Nachstellzeit

Die charakteristischen Merkmale der Sprungantwort ergeben sich zu:

$$t_{aus} \cong 26,7 \text{ ms} \quad (5.62)$$

Abbildung 5.19 zeigt die Sprungantwort auf einen Störsprung bei der ideal eingestellten Nachstellzeit von $T_{Nn} = 10 \text{ ms}$. Wie erwartet hat sich die Ausregelzeit der Störung durch die Erhöhung der Nachstellzeit vergrößert. Die Zeit, die benötigt wird bis ein Störmoment an der Maschinenwelle ausgeregelt ist, beläuft sich auf 26,7ms und ist damit im Vergleich zur vorhergehenden Konfiguration um 6,7ms größer. In Kombination mit der Forderung nach einem ausgeglichenen Verhältnis von gutem Führungsverhalten und Störverhalten ist diese Erhöhung jedoch mit Blick auf das deutlich bessere Führungsverhalten zu tolerieren.

Die folgenden Abbildungen zeigen schließlich, dass sich eine weitere Erhöhung der Nachstellzeit negativ auf das gewünschte Verhalten des Antriebs auswirkt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Ausregelzeit im Führungsverhalten praktisch nicht mehr verbessert. Lediglich die Höhe des Überschwingens in der Sprungantwort kann dadurch weiter verringert werden. Die Ausregelzeit für das Störverhalten wird durch die weitere Erhöhung der Nachstellzeit erwartungsgemäß größer, sodass ein Wert von mehr als 10ms als nicht sinnvoll angesehen werden kann.

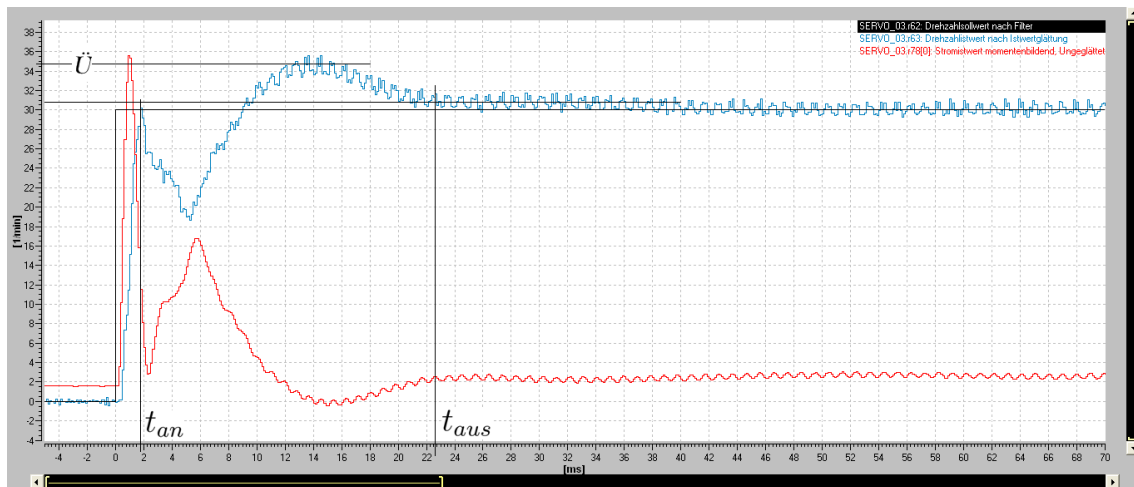


Abbildung 5.20.: Führungssprungantwort des Drehzahlregelkreises mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20\text{ms}$

Für Die Sprungantwort auf einen Führungssprung gemäß Abbildung 5.20 ergeben sich folgende Messwerte:

$$\ddot{U} \cong 15,6\% \quad , \quad t_{an} \cong 1,75\text{ms} \quad , \quad t_{aus} \cong 22,6\text{ms} \quad (5.63)$$

Es ist deutlich zu erkennen, dass sich im Führungsverhalten keine nennenswerten Verbesserungen einstellen. Die Überschwingweite wird, aufgrund des trägeren Verhaltens des Reglers, bei einer höheren Nachstellzeit etwas geringer. Die Anregel- und Ausregelzeiten werden nur minimal beeinflusst. Diese kleinen Beeinflussungen können bereits durch Toleranzen und Messrauschen bei der Erfassung der Messwerte und der anschließenden Berechnungen des Kurvenverlaufs entstehen. Das Führungsverhalten ist also im Prinzip weitestgehend unverändert. Diese minimalen Veränderungen führen mit Blick auf das resultierende Störverhalten zu keiner nennenswerten Verbesserung im regelungstechnischen Verhalten des Antriebes. Die Sprungantwort auf einen Störsprung entsprechend Abbildung 5.21 auf Seite 77 liefert die folgend aufgeführten Ergebnisse

$$t_{aus} \cong 62,9\text{ms} \quad (5.64)$$

Die Ausregelzeit einer Störung verlängert sich bei dieser Konfiguration mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20\text{ms}$ deutlich, wie aus der Messung zu erkennen ist.

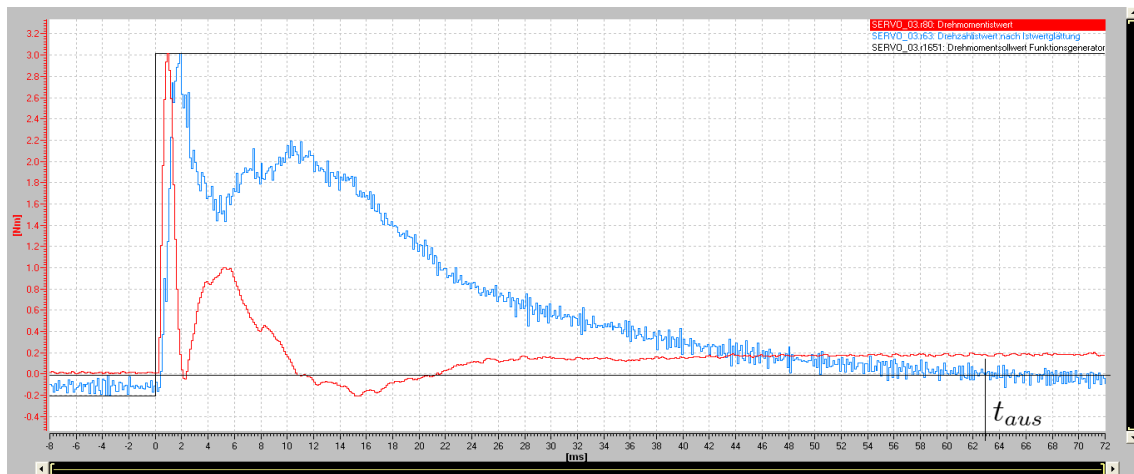


Abbildung 5.21.: Störsprungantwort des Drehzahlregelkreises mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20\text{ms}$

Damit ist nachgewiesen, dass für ein ausgewogenes Verhältnis von Führungs- und Störübertragungsverhalten, die ideale Nachstellzeit von $T_{Nn} = 10\text{ms}$ die besten Ergebnisse erzielt.

Die bisherigen Erkenntnisse dieses Kapitels sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

K_{Pn}	T_{Nn}	\ddot{U}	t_{aus} (Führung)	t_{aus} (Störung)	Bemerkung
0,318	10,0 ms	38,9%	296,1ms	130,0ms	Standard Parameter
2,860	1,91 ms	46,0%	48,00ms	20,00ms	Z+N ermittelt
2,860	10,0 ms	20,0%	21,00ms	26,70ms	Z+N T_{Nn} ideal
2,860	20,0 ms	15,7%	22,60ms	62,90ms	Z+N T_{Nn} zu groß

Tabelle 5.8.: Zusammenfassung der Auslegungsergebnisse nach Ziegler und Nichols

Die unter Beachtung des gewünschten Gesamtverhaltens günstigste Konfiguration ist in Tabelle 5.8 gelb markiert. Mit den gewählten Parametern sind gutes Führungsverhalten und gutes Störverhalten sichergestellt.

STARTER bietet die Möglichkeit, durch gezieltes Auswerten des Bode-Diagramms der Drehzahlregelstrecke, verschiedene Filter zur Bedämpfung, oder Kompensation zu parametrieren. Weiterführende Erklärungen und eine Anleitung zur Durchführung sind der Bachelor-Thesis von Herrn Meyer - Kapitel 5.6.4 (Seite 71ff.), entsprechend Quelle [4] zu entnehmen. Durch diese Filter können Polstellen und Überhöhungen im Bode-Diagramm gezielt ausgeblendet werden, was dazu führt, dass die Reglerverstärkung weiter erhöht

werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf diese Option von STARTER aus zweierlei Gründen nicht näher eingegangen. Zum Einen sind die Vorgehensweise und gewonnenen Erkenntnisse in Quelle [4] ausführlich beschrieben und dokumentiert. Ein erneuter Zugriff dieser Möglichkeit würde im Rahmen der vorliegenden Arbeit keine neuen Erkenntnisse bringen und wäre damit redundant zur Arbeit von Herrn Meyer. Zum Zweiten wurde das entwickelte Simulationsmodell anhand der, aus den Differentialgleichungen folgenden, physikalischen Zusammenhänge entworfen und sieht diese Art von Filter nicht vor. Das Modell basiert auf dem grundlegenden Prinzip eines Servo-Antriebssystems. Das untersuchte Antriebssystem verfügt jedoch allein durch die Parametrierungsmöglichkeiten von STARTER über eine solche Vielfalt an Möglichkeiten, dass eine komplette Nachbildung in Form einer Simulation nicht umsetzbar ist. Die Parametrierung der möglichen Filter wirkt sich somit eher störend auf die Vergleichbarkeit von Simulation und untersuchtem Antriebssystem aus und wird daher nicht weiter betrachtet. Lediglich auf das Ergebnis einer solchen Parametrierung verschiedener Filter soll an dieser Stelle verwiesen werden. Gemäß [4] Seite 73 lässt sich die Reglerverstärkung nach Einsetzen verschiedener Filter erhöhen, sodass für die Verstärkung des PI-Reglers Werte von $K_{Pn} = 3,3 - 3,7$ erreicht werden können. Auf diese Erkenntnis soll zu einem späteren Zeitpunkt noch einmal Bezug genommen werden. Die am untersuchten Antriebssystem erzielten Ergebnisse sollen im Folgenden auf das Simulationsmodell übertragen werden. Dadurch kann geprüft werden, ob das Modell auch für hochdynamische Reglerkonfigurationen ausreichend gute Ergebnisse liefert. Die PI-Regler werden dazu im Workspace der Simulation entsprechend der günstigsten Konfiguration programmiert und die entsprechenden Sprungantworten des Modells simuliert.

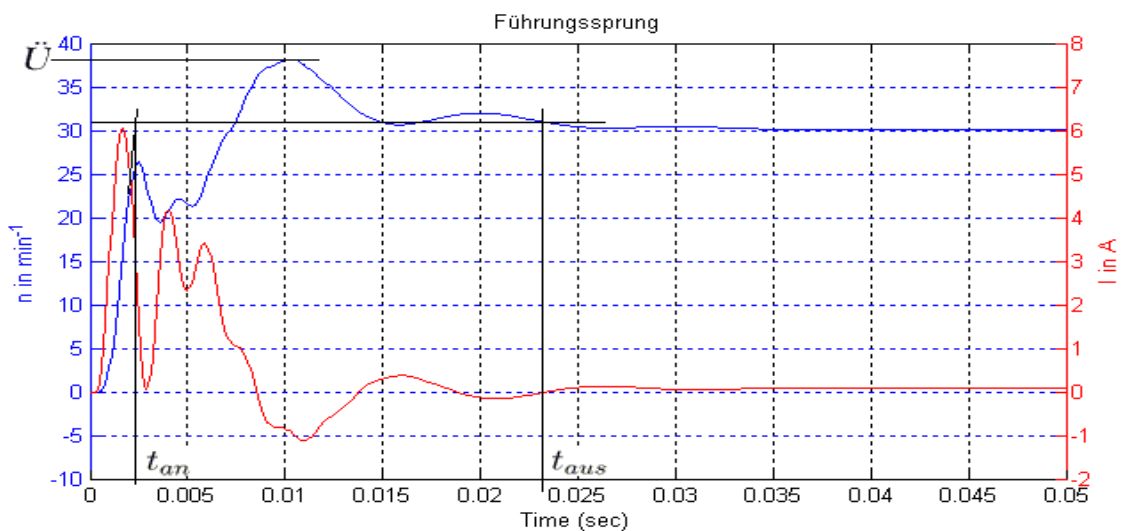


Abbildung 5.22.: Führungssprungantwort des Simulationsmodells mit idealer Nachstellzeit(Z+N)

Für die Simulationsergebnisse des Führungsverhaltens bei sprungförmiger Anregung ergeben sich aus Abbildung 5.22 folgende Resultate:

$$\ddot{U} \cong 23 \% , t_{an} \cong 2,20 \text{ ms} , t_{aus} \cong 24,2 \text{ ms} \quad (5.65)$$

Ein Vergleich mit den am untersuchten Antrieb gemessenen Werten gemäß Gleichung 5.61 zeigt, dass sich nur geringe Unterschiede ergeben. Die Simulation liefert etwas höhere Werte für Überschwingweite, Anregel- und Ausregelzeit. In Zahlen formuliert, ist die Überschwingweite um ca. 3%, die Anregelzeit um ca. 0,45ms und die Ausregelzeit um ca. 3,2ms größer, als an der realen Anlage. Diese Abweichungen sind jedoch als gering einzustufen. Auch für diese Konfiguration kann festgestellt werden, dass das Simulationsmodell mit guter Näherung das Verhalten des untersuchten Antriebssystems nachbildet. Die auftretenden Abweichungen sind auf die im Kapitel 4 bereits erläuterten Gründe zurückzuführen.

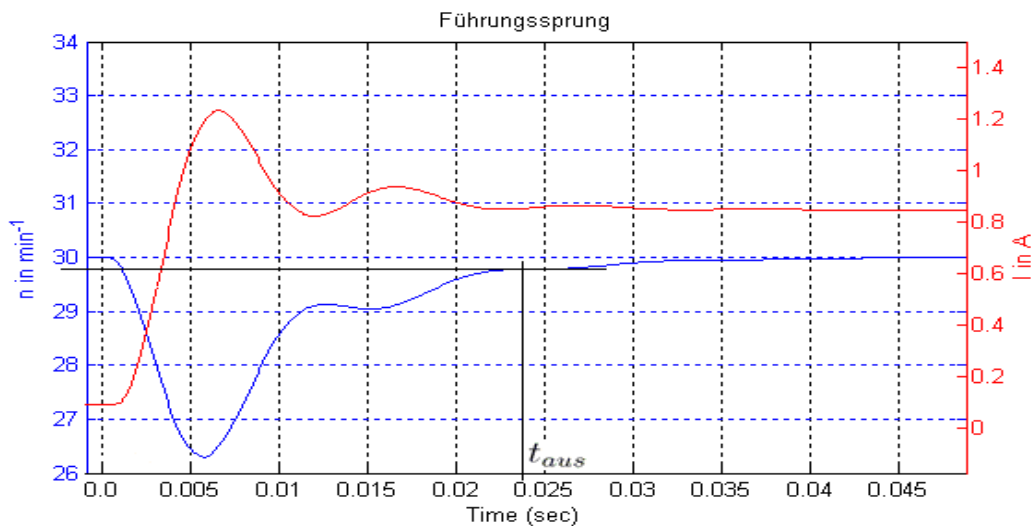


Abbildung 5.23.: Störsprungantwort des Simulationsmodells mit idealer Nachstellzeit(Z+N)

Das Zeitverhalten für das Ausregeln von Störungen ist in Abbildung 5.23 dargestellt und ergibt folgende Resultate

$$t_{aus} \cong 24,1 \text{ ms} \quad (5.66)$$

Ein Vergleich der Ausregelzeiten des untersuchten Antriebs und der dazugehörigen Simulation weist einen kleinen Unterschied von ca. 2,6ms auf. Damit kann festgestellt werden, dass die Simulation das Verhalten des untersuchten Antriebs auch in diesem Fall mit guter Näherung nachbildet.

5.3. Automatische Optimierung durch STARTER

In diesem Kapitel soll auf die Ergebnisse der automatischen Regleroptimierung von STARTER eingegangen werden. Sie basiert im Wesentlichen auf Algorithmen, die das vorhandene Antriebssystem auf dessen Verhalten hin analysieren sollen, um entsprechend optimale Parameter zu berechnen. Die Identifikation besteht weitestgehend aus einer stehenden und einer drehenden Messung. Nähere Informationen hierzu und zur Bedienung der Messfunktionen sind Quelle [4] zu entnehmen.

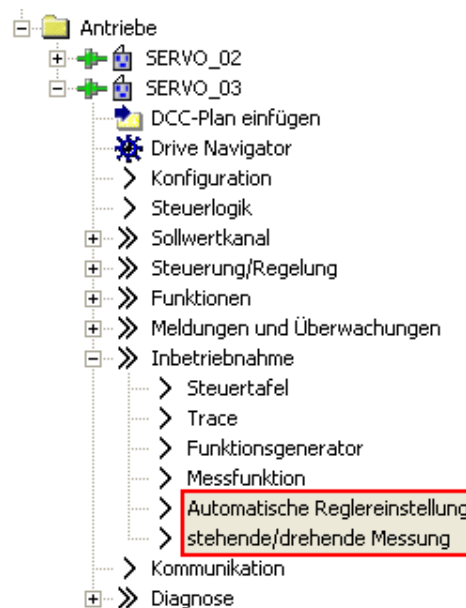


Abbildung 5.24.: Ansicht des Projekt-Explorers von STARTER zur automatischen Optimierung des Antriebssystems

Abbildung 5.24 zeigt den Projekt-Explorer von STARTER. Die für die automatische Optimierung notwendigen Menüpunkte sind markiert.

Unter dem Punkt *stehende/drehende Messung* kann der Stromregelkreis optimiert werden. Über die virtuelle Steuertafel von STARTER kann mit der Messung begonnen werden. Dazu muss die Steuerungshoheit erlangt, sämtliche Freigaben der Software aktiviert und anschließend der Antrieb eingeschaltet werden. Die Messung wird vollautomatisch ausgeführt. In einer Tabelle sind aktuelle und ermittelte Werte für Reglerparameter, Systemparameter und eventuelle Filter eingetragen. Nach Abschluss der Messung besteht die Möglichkeit die optimierten Werte in das Projekt zu übernehmen. Mit Bestätigung der Übernahme ist der Stromregelkreis automatisch optimal konfiguriert.

Die automatische Optimierung des Drehzahlregelkreises kann nun unter dem Menüeintrag *Automatische Reglereinstellung* vorgenommen werden. Die notwendige Konfiguration beschränkt sich auf die Auswahl des Antriebs und des gewünschten Reglers. Zur Aktivierung der Messung ist die Steuerungshoheit zu erlangen. Die Messung kann sowohl Schritt für Schritt manuell bestätigt, oder voll automatisch durchgeführt werden. Der zu optimierende Antrieb wird für hohe und niedrige Frequenzbereiche mechanisch analysiert und der unterlagerte Stromregelkreis identifiziert. Anschließend berechnet STARTER automatisch die optimalen Parameter, die nach einer Bestätigung in das Antriebsprojekt übernommen werden. Bei der Berechnung werden auch Filter zur Bedämpfung von Resonanzen und zur Kompensation von Polstellen konfiguriert und aktiviert.

Die Algorithmen, nach denen der Antrieb analysiert wird, bzw. nach denen die Auslegung der Reglerparameter erfolgt, bleiben dem Benutzer komplett vorenthalten. Damit bleiben nur spekulative Vermutungen über die Art und Weise der Identifikation und Auslegung, die in der Zusammenfassung der Ergebnisse diskutiert werden.

Die automatische Optimierung von Starter ergibt die in der folgenden Tabelle 5.9 aufgeführten Reglerkonfigurationen.

<i>Reglerkreis</i>	<i>Verstärkung</i>	<i>Nachstellzeit</i>
Stromregelkreis	$K_{Pi} = 41,96 \frac{V}{A}$	$T_{Ni} = 2,0 \text{ ms}$
Drehzahlregelkreis	$K_{Pn} = 4,1 \frac{Nm s}{rad}$	$T_{Nn} = 9,66 \text{ ms}$

Tabelle 5.9.: Reglerparameter durch automatische Optimierung von STARTER

Nachdem das System automatisch optimiert wurde und die von STARTER berechneten Werte ins System übernommen wurden, kann untersucht werden welche Regelgüte erreicht wurde. Das System wird dazu sprunghaft mit Störungs- oder Führungsgrößen angeregt und die resultierenden Sprungantworten ausgewertet. Zu erwarten ist ein ähnlich gutes Ergebnis, wie im vorherigen Kapitel.

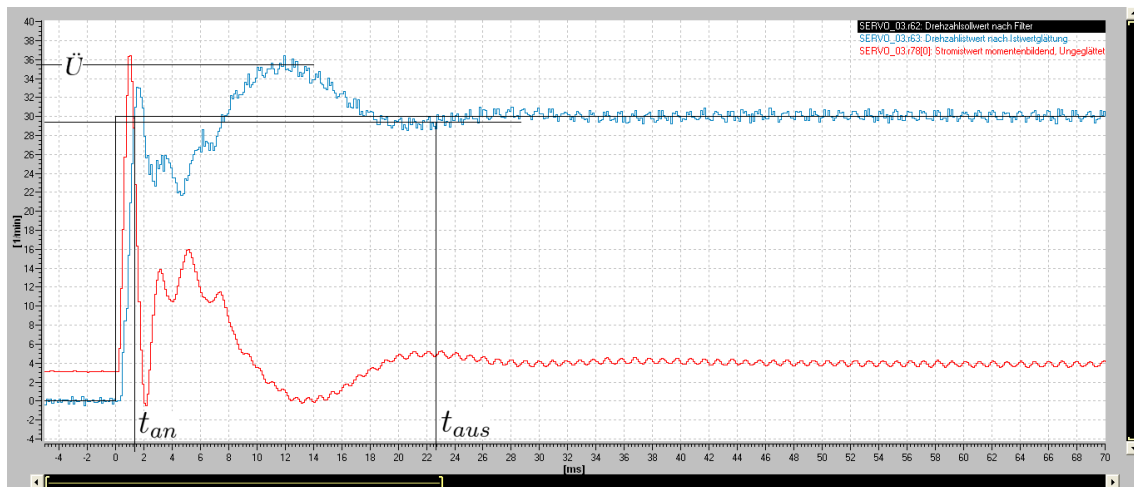


Abbildung 5.25.: Führungssprungantwort des Antriebes mit automatisch optimierter Regelung durch STARTER

Abbildung 5.25 zeigt die Sprungantwort des Antriebes auf einen Führungssprung von $\Delta n = 30 \text{ min}^{-1}$. Bereits der einfache Kurvenverlauf lässt vermuten, dass die Ergebnisse der Auswertung auch für diese Konfiguration sehr gut ausfallen. Es resultieren die folgenden Kennwerte aus der Sprungantwort des Führungsverhaltens:

$$\ddot{U} \cong 18,3 \% \quad , \quad t_{an} \cong 1,4 \text{ ms} \quad , \quad t_{aus} \cong 22,6 \text{ ms} \quad (5.67)$$

Diese Ergebnisse sind sehr dicht an den mit der Methode von Ziegler und Nichols erzielten Werten. Die Anregelzeit konnte im Vergleich zu Ziegler und Nichols um 0,45 ms gesenkt werden. Diese Verkürzung konnte durch die höheren Werte für die Reglerverstärkungen erreicht werden, die durch die Beeinflussung des Bode-Diagramms anhand verschiedener Filter zulässig sind. Ohne diese Filter in den Sollwertkanälen des Strom- und Drehzahlregelkreises würde eine solch hohe Reglerverstärkung unter Umständen zu einem instabilen Regelkreis führen. Da die Anregelzeit jedoch relativ gesehen ohnehin sehr niedrig ist, fällt diese Verbesserung kaum ins Gewicht. Die Ausregelzeit ist für beide optimalen Konfigurationen ungefähr gleich hoch, mit minimalen Vorteilen bei der empirischen Auslegung. Das erreichte Führungsverhalten weist also eine sehr gute Dynamik auf und bestätigt damit gleichzeitig die hohe Güte der im vorhergehenden Kapitel empirisch optimierten Parameter.

Das Störverhalten des Antriebes ist in Abbildung 5.26 dargestellt. Es ergibt sich folgende Ausregelzeit für eine Störung:

$$t_{aus} \cong 28,6 \text{ ms} \quad (5.68)$$

Die Ausregelzeit ist um 0,9ms größer als bei den idealen Parametern von Ziegler und Nichols. Für das Störverhalten ist also die Einstellung mit den empirisch ermittelten Parametern ebenfalls minimal günstiger.

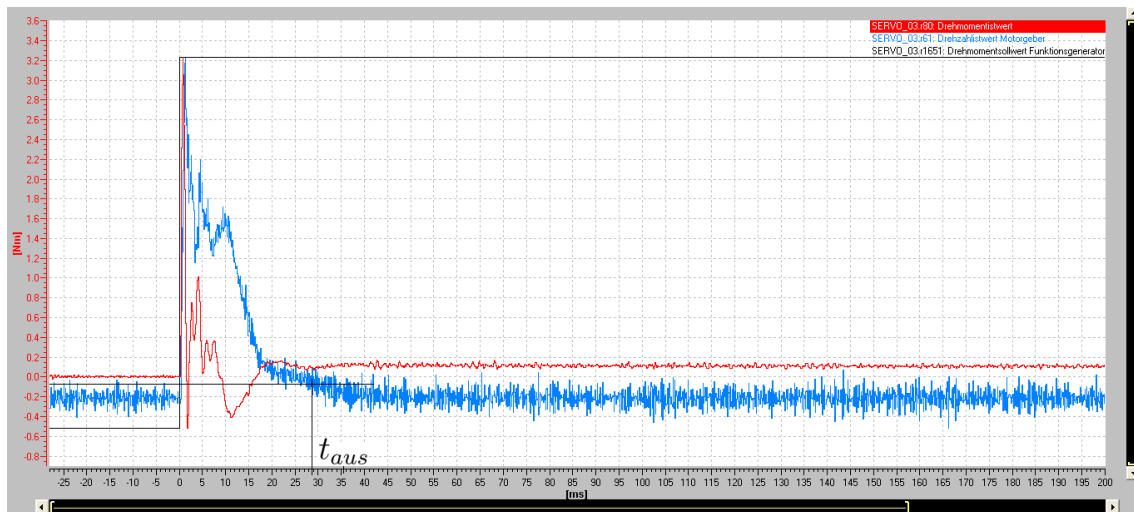


Abbildung 5.26.: Führungssprungantwort des Antriebs mit automatisch optimierter Regelung durch STARTER

Insgesamt liefert STARTER mit der automatischen Optimierung eine einfache und schnelle Möglichkeit die Regelung optimal auszulegen. Die Ergebnisse der automatischen Optimierung sind dabei als ideal, im Sinne eines ausgewogenen Verhältnisses von gutem Stör- und Führungsverhalten, anzusehen. Die Möglichkeit dieses Verhältnis zu verändern, um beispielsweise ideales Führungsverhalten unter Vernachlässigung des Störverhaltens zu erlangen gibt es nicht. Auch fehlt in STARTER leider eine Möglichkeit Eckdaten, wie Überschwingen, oder Ausregelzeit des Antriebssystems vorzugeben, um geeignete Parameter zu ermitteln. So könnte STARTER aus diesen Eckdaten Reglerparameter berechnen, mit denen die Einhaltung dieser Eckdaten gewährleistet werden kann. Damit ließe sich beispielsweise eine automatische Regleroptimierung ohne Überschwingen berechnen, was für Werkzeugmaschinen wie CNC-Fräsen von Interesse wäre.

5.4. Zusammenfassung der Ergebnisse

Im abschließenden Kapitel werden nun die verschiedenen Auslegungsverfahren und deren Ergebnisse bewertet. Zunächst werden dazu die ermittelten/ berechneten Reglerparameter in einer Tabelle zusammengefasst.

Parameter	Verfahren	Stromregelkreis	Drehzahlregelkreis
Verstärkung	BO / SO	$K_{Pi} = 20,8 \frac{V}{A}$	$K_{Pn} = 2,52 \frac{Nm \cdot s}{rad}$
Nachstellzeit	BO / SO	$T_{Ni} = 9,63 \text{ ms}$	$T_{Nn} = 2,5 \text{ ms}$
Verstärkung	Ziegler + Nichols	$K_{Pi} = 36,2 \frac{V}{A}$	$K_{Pn} = 2,86 \frac{Nm \cdot s}{rad}$
Nachstellzeit	Ziegler + Nichols	$T_{Ni} = 1,5 \text{ ms}$	$T_{Nn} = 10,0 \text{ ms}$
Verstärkung	STARTER	$K_{Pi} = 41,96 \frac{V}{A}$	$K_{Pn} = 4,1 \frac{Nm \cdot s}{rad}$
Nachstellzeit	STARTER	$T_{Ni} = 2,0 \text{ ms}$	$T_{Nn} = 9,66 \text{ ms}$
Verstärkung	Standard	$K_{Pi} = 19,48 \frac{V}{A}$	$K_{Pn} = 0,318 \frac{Nm \cdot s}{rad}$
Nachstellzeit	Standard	$T_{Ni} = 4,0 \text{ ms}$	$T_{Nn} = 10,0 \text{ ms}$

Tabelle 5.10.: Übersicht der Reglerparameter für die verschiedenen Auslegungsverfahren

Da das aus der Theorie bekannte Verfahren, bei dem der Stromregelkreis mit dem Betragsoptimum und der Drehzahlregelkreis mit dem symmetrischen Optimum ausgelegt wird keine Ergebnisse entsprechend der Theorie liefert, ist dieses Verfahren als ungeeignet zur Auslegung des Systems zu bezeichnen. Aus der entwickelten Simulation geht hervor, dass die elastische Verbindung zwischen Antriebsmaschine und Belastungsmaschine das System so gravierend beeinflusst, dass die aus der Theorie bekannten Verfahren nicht mehr greifen. Das liegt im Wesentlichen daran, dass die Einstellmethoden des Betrags- und Symmetrischen Optimums solch einen mechanischen Schwingkreis nicht berücksichtigen. Die Zeitkonstante dieses mechanischen Schwingkreises definiert aber wesentlich das Schwingungsverhalten des Antriebs und sollte bei der Auslegung der Regelung Berücksichtigung finden.

Die durch die Methode von Ziegler und Nichols und STARTER ermittelten Parameter stellen im Vergleich zur Standardkonfiguration des 1FK7-Antriebs eine deutlich stärkere Reglereinstellung dar. Sowohl Strom-, als auch Drehzahlregelkreis konnten mit deutlich größeren Werten für die Reglerverstärkung ausgelegt werden. Die Regelung ist dadurch sehr viel schneller und damit dynamischer, als es für die Standard-Auslegung der Fall ist. Die Nachstellzeiten der Regler beider Regelkreise sind für die Einstellmethoden von Ziegler und Nichols und STARTER nahezu identisch. Die Werte der Reglerverstärkungen sind ebenfalls dicht beieinander. Die größeren Werte für die automatische Optimierung mit STARTER können damit erklärt werden, dass STARTER automatisch Filter zur Kompensation von Überhöhungen, oder Polstellen setzt. Durch diese Kompensation wird der Amplituden-, oder Phasengang

geglättet, sodass eine weitere Erhöhung der Verstärkung möglich wird, ohne die geforderten Stabilitätskriterien (siehe Tabelle 5.5) zu verletzen. Durch diesen Vergleich lässt sich eine Vermutung über den Algorithmus des Optimierungsverfahrens von STARTER formulieren, die im Detail jedoch nicht bewiesen werden kann. Auch wenn der Algorithmus nicht bekannt ist kann man bei der Durchführung der Optimierung von STARTER gewisse Beobachtungen machen. Es werden Frequenzgänge der Maschine aufgenommen und kleine Sprünge auf die Maschine gegeben. Anhand der resultierenden Frequenzgänge und Sprungantworten berechnet der Algorithmus die optimalen Parameter. Aufgrund der Ähnlichkeit der Parameter und den daraus resultierenden Ergebnissen scheint Siemens als optimale Einstellung ebenfalls einen Kompromiss aus gutem Führungs- und Störverhalten definiert zu haben. Der Algorithmus wird also vermutlich die Verstärkung der Regler soweit erhöhen, bis das System an die Grenzen der Stabilitätskriterien stößt. Durch die Auswertung von Betrags- und Phasengang werden die möglichen Filter berechnet und aktiviert. Anschließend wird der Vorgang wiederholt. Anhand der kleinen Sprünge könnte das System die optimale Konfiguration für ein ausgeglichenes Verhältnis von Führungs- und Störempfindlichkeit ermitteln. Sicherlich wird der tatsächliche Algorithmus noch eine Vielzahl weiterer Kriterien zur optimalen Einstellung untersuchen, jedoch könnte diese spekulative Vermutung ein grobes Prinzip der Optimierung darstellen. Nähere Informationen zu dem verwendeten Algorithmus waren leider nicht zu finden. Auch Siemens selbst gibt diesbezüglich keine weiteren Informationen preis, sodass sich die Analyse der Optimierungsalgorithmen auf eine solche Vermutung beschränken muss.

Als abschließende Zusammenfassung sind in der folgenden Tabelle die erzielten Ergebnisse aufgeführt. Untersucht wird dabei die Regelgüte des gesamten Antriebssystems, ohne Aufspaltung der einzelnen Regelkreise.

<i>Verfahren</i>	<i>Überschwingweite</i>	<i>Führung</i>		<i>Störung</i>
		<i>Anregelzeit</i>	<i>Ausregelzeit</i>	<i>Ausregelzeit</i>
Standard	38,9%	23,3 ms	296,1 ms	130 ms
klassisch	38,3%	2,20 ms	61,1 ms	47,4 ms
Ziegler und Nichols	20,0%	1,85 ms	21,0 ms	26,7 ms
STARTER	18,3%	1,40 ms	22,6 ms	28,6 ms

Tabelle 5.11.: Ergebnisse der verschiedenen Auslegungsverfahren

Es ist deutlich zu sehen, dass sowohl die Methode nach Ziegler und Nichols, als auch die automatische Optimierung von STARTER optimale Resultate liefert. Auch die klassische Auslegung nach den aus der Theorie bekannten Standardkriterien liefert deutlich bessere Ergebnisse, als die Standardkonfiguration von Siemens. Dennoch sind die Ergebnisse der Auslegung des Stromregelkreises nach dem Betragsoptimum und des Drehzahlregelkreises

nach dem symmetrischen Optimum weit von einer optimalen Regelung entfernt.

Ein Vergleich der optimalen Ergebnisse zeigt, dass die Methode von Ziegler und Nichols die besten Werte für die Ausregelzeit erreicht. Bei der automatischen Optimierung von STARTER ergeben sich die Bestwerte für Überschwingweite und Anregelzeit. Im Zweifelsfall entscheidet das Antriebskonzept einer industriellen Anlage, ob die Höhe des Überschwingens, der Anregelzeit, oder der Ausregelzeit für die Auslegung der Regelungsstruktur die größte Bedeutung hat.

Insgesamt konnte die Höhe des Überschwingens um ca. 19-21% gesenkt werden, was eine deutlichere Verbesserung darstellt. Solch eine Verringerung der Überschwingweite kann in einer industriellen Fertigungsanlage einen deutlichen Qualitätsunterschied des Produktes ausmachen. Die Anregelzeit des Antriebs konnte von 23,3 ms auf einen Mindestwert von 1,4 - 1,85 ms verringert werden, was bedeutet, dass sich die Anregelzeit nur noch auf 6,8% des ursprünglichen Wertes beläuft. Auch die Ausregelzeit konnte extrem verkürzt werden. Sie konnte um ca. 275 ms gesenkt werden und beträgt nur noch 7% vom Anfangswert. Das ist eine gravierende Verbesserung. Die Ausregelzeit auf eine Störung konnte mit der durchgeführten Optimierung von 130 ms auf einen Wert von ca. 26,7 - 28,6 ms verringert werden. Das entspricht einer Verringerung auf ca. 20% des Ursprungswertes.

Eine weitere Verbesserung des Regelverhaltens, im Sinne einer kürzeren Ausregelzeit auf Führungs-, oder Störgrößen, scheint aufgrund der sehr guten Ergebnisse nicht machbar und konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht nachgewiesen werden. Einer Optimierung im Sinne einer kleineren Überschwingweite kann nur auf Kosten der Dynamik erreicht werden. Die Verringerung des Überschwingens ist lediglich durch ein Herabsetzen der Reglerverstärkung und Erhöhung der Nachstellzeit möglich. Dadurch verlängern sich jedoch An- und Ausregelzeit des Antriebssystems. Auch an dieser Stelle entscheidet die Spezifikation der Anwendung, was für das jeweilige Antriebssystem als optimal zu definieren ist.

6. Schlusswort

6.1. Fazit der Arbeit

Ziel der vorliegenden Bachelorthesis war, die weiterführende Untersuchung der regelungstechnischen Eigenschaften und Verhaltensweisen eines Synchronservomaschinenstandes. Dieser Maschinenstand wurde Anfang 2011 im Rahmen der Bachelorthesis von Herrn Benjamin Meyer projiziert und in Betrieb genommen. Aufgrund der zeitlichen Limitation und des Umfangs der Inbetriebnahme war eine tiefere Untersuchung der regelungstechnischen Eigenschaften dabei nicht möglich.

Der vorhandene Versuchsstand wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf sein regelungstechnisches Verhalten untersucht und es wurden verschiedene Ansätze zur Auslegung einer passenden Regelung analysiert. Durch die Restriktionen in der Inbetriebnahme-Software STARTER der Firma Siemens wurde die Auswahl der möglichen Kriterien sehr beschränkt. Eine Reglerauslegung nach dem Bode-Diagramm der zu regelnden Strecke, also des offenen Regelkreises, konnte nicht durchgeführt werden, weil STARTER diese Funktionalität nicht anbietet. Weiterhin sind die Eingriffsmöglichkeiten in die Regelkreise stark beschränkt, wodurch die Konfiguration eigener Analysealgorithmen nicht möglich ist. Von Außen hat der Anwender praktisch keine Möglichkeit in die Regelkreise einzugreifen, bzw. sie zu untersuchen. Als weitere negative Eigenschaft lassen sich die Adaptionen und Filter der Regelkreise nicht vollständig deaktivieren. Auch wenn die in der Software-Mimik dargestellten Filter deaktiviert sind und alle möglichen Adaptionen im Programm ausgeschaltet werden, zeigt beispielsweise der Stromregelkreis nicht annähernd das aus der Theorie erwartete Verhalten. Genaue Informationen über den inneren Aufbau des Stromregelkreises sind nicht zu bekommen, weswegen eine detaillierte Analyse nicht durchführbar ist.

Allein dieser Sachverhalt macht die Auswahl einer geeigneten Methode zur Auslegung schwierig. Während der Durchführung und Erarbeitung der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene, mathematische Verfahren zur Auslegung untersucht. Als Beispiele seien hier die Auslegung nach dem Dämpfungsoptimum, oder nach den sogenannten Gütefunktionalen genannt. Beim Dämpfungsoptimum wird das Verhalten des geschlossenen Regelkreises festgelegt, indem gezielt das Nennerpolynom der Führungsübertragungsfunktion so definiert wird, dass es das gewünschte Verhalten aufweist. Aus diesem Polynom sind die Reglerparameter zu berechnen. Nähere Informationen dazu sind Quelle [6] zu entnehmen. Bei den

Gütefunktionalen wird der auftretende Regelfehler bewertet. Es gibt dabei verschiedene Kriterien, nach denen bewertet wird. Grundsätzlich kann der am Anfang auftretende Regelfehler hoch bewertet werden, oder der einem späteren Zeitpunkt auftretende. Durch diese Bewertung kann das Verhalten des Antriebes gezielt beeinflusst werden. Eine hohe Bewertung des am Anfang auftretenden Regelfehlers führt zu einer schnellen Reaktion des Systems und damit einhergehend zu einer relativ hohen Überschwingweite. Für eine hohe Bewertung der später auftretenden Regelabweichung kann mit einer weniger starken Reaktion gerechnet werden. Das Verfahren des Reglerentwurfs nach Gütefunktionalen erzeugt relativ schnell sehr komplizierte und umfangreiche Gleichungen, die händisch nur mit großem Aufwand zu berechnen sind. Diese und weitere Informationen sind ebenfalls Quelle [6] zu entnehmen. Da die verschiedenen Auslegungsverfahren und deren Ergebnisse direkt in den Versuch ASP3 des Masterstudienganges Automationstechnik eingehen sollen, wurden gezielt Verfahren gewählt, die aus der Vorlesung bekannt und auf das System anwendbar sind. Untersucht wurden dabei eine mathematische, eine empirische und eine automatische Methode, die auf Software-Algorithmen basiert. Die Ergebnisse der mathematischen Methode waren nicht zufriedenstellend, während sowohl die empirische, als auch die automatische Methode sehr gute Ergebnisse lieferten. Die Versuchsanleitung zum Versuch ASP3 wurde anhand dieser Erkenntnisse überarbeitet und wird im aktuellen Semester bereits erfolgreich eingesetzt.

Zusätzlich zur Untersuchung des regelungstechnischen Verhaltens wurde ein Simulationsmodell entwickelt. Die verschiedenen Reglerentwürfe können anhand des erstellten Modells mit sehr guter Näherung simuliert werden, um eine erste Abschätzung des zu erwarteten Verhaltens zu bekommen. Weiterhin konnte über das Simulationsmodell nachgewiesen werden, dass das kurzzeitige Einknicken des Hochlaufes bei starken Reglerkonfigurationen, auf die elastische Kopplung von Antriebs- und Belastungsmaschine zurückzuführen ist.

Insgesamt konnte die Regelung anhand verschiedener Verfahren optimiert und daraus resultierend ein entsprechender Versuchsaufbau für den Praktikumsversuch ASP3 gewonnen werden. Das entwickelte Simulationsmodell bildet die reale Anlage mit guter Genauigkeit nach. Das formulierte Ziel der vorliegenden Arbeit konnte damit erreicht werden.

6.2. Ausblick

Die durch STARTER festgelegte Regelungsstruktur und die Unantastbarkeit der einzelnen Regelkreise führt leider dazu, dass sich die regelungstechnische Betrachtung immer in einem eingeschränkten Bereich bewegen wird. STARTER ist ein sehr umfangreiches Inbetriebnahme-Tool, mit dem praktisch alle möglichen Antriebssysteme und Anwendungen konfiguriert werden können, aber was genau innerhalb dieses Tools geschieht, bleibt verborgen. Ein Software-Tool, das sich mehr auf die Regelung konzentriert und dem Anwender

die Möglichkeit bietet, aktiv in die Struktur einzugreifen, könnte zu mehr Erkenntnissen verhelfen. Durch solch ein *offenes* Regelungs-Tool könnten außerdem verschiedene Ansteuerverfahren für die Gleich- und Wechselrichterbrücke des Stromrichters analysiert und die daraus für das Antriebssystem resultierenden Effekte betrachtet werden. Aus der Praxis sind mir selbstbegrenzende PI-Regler bekannt. Dabei werden gezielt Begrenzungsglieder in die PI-Reglerstruktur geschaltet, um beispielsweise die maximale Stromgrenze der Leistungselektronik nicht zu erreichen, sondern unterhalb dieser Grenze entlang zu fahren, bis die Regeldifferenz einen Wert hat, bei dem der Regler normal arbeitet. Eingesetzt werden diese PI-Regler beispielsweise bei elektrischen Fahranlagen an Bord von Schiffen. Auch solche Reglerstrukturen könnten durch ein Software-Tool mit offenem Design untersucht werden. Weiterführend kann der mechanische Aufbau des Maschinenstandes im Detail untersucht werden. Speziell für die Ermittlung des tatsächlichen Elastizitätsfaktors des mechanischen Schwingkreises wäre eine solche Untersuchung interessant. Eine Lageregelung wäre im Prinzip möglich, bringt aber für eine drehende Maschine keinen ausserordentlich hohen Erkenntnisgewinn, da die Hochlaufcharakteristik dabei die gleiche ist und durch die in dieser Arbeit untersuchten Regelkreise definiert wird. Zur Optimierung des Anfahrdrucks einer Linearachse, die beispielsweise von dieser Maschine angetrieben wird, wäre die Auslegung der Lageregelung denkbar und sinnvoll.

Literaturverzeichnis

- [1] BEUCHER, O.: *MATLAB und Simulink: Grundlegende Einführung für Studenten und Ingenieure in der Praxis*. Pearson Studium, 2008 (Scientific Computing Bd. 10). – ISBN 9783827373403
- [2] LUNZE, J.: *Automatisierungstechnik: Methoden für die Überwachung und Steuerung kontinuierlicher und ereignisdiskreter Systeme*. Oldenbourg, 2008. – ISBN 9783486580617
- [3] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1:*. Springer, 2008 (Springer-Lehrbuch). – ISBN 9783540689072
- [4] MEYER, Benjamin: *Aufbau und Inbetriebnahme eines Versuchsstandes für drehzahl-geregelte Synchron-Servomaschinen*. URL <http://opus.haw-hamburg.de/volltexte/2011/1159>, 2011
- [5] ORLOWSKI, P.F.: *Praktische Regeltechnik: Anwendungsorientierte Einf/ührung Fñ Maschinenbauer Und Elektrotechniker*. Springer, 2008 (VDI-Buch). – ISBN 9783540687474
- [6] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. Springer, 2009 (Elektrische Antriebe). – ISBN 9783540896128
- [7] SCHULZE, M.: *Elektrische Servoantriebe: Baugruppen mechatronischer Systeme*. HAN-SER VERLAG, 2008. – ISBN 9783446414594
- [8] ZIRN, O. ; WEIKERT, S.: *Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme:*. Springer, 2005. – ISBN 9783540258179

Weitere Hilfsmittel

Bücher und Veröffentlichungen

- ELEKTRISCHE ENERGIEVERSORGUNG I - Valentin Crastan - ISBN.9783540694397 - 2007 - Springer Verlag
- ELEKTRISCHE MASCHINEN - Eckhard Spring - ISBN.9783642008849 - 2009 - Springer Verlag
- MATLAB-SIMULINK - Helmut Bode - ISBN.9783835100503 - 2006 - Teubner Verlag
- TASCHENBUCH DER PHYSIK - Horst Stöcker - ISBN.9783817115563 - 1997 - Harri Deutsch Verlag

Vorlesungsskripte

- Antriebstechnik für mobile Systeme - Prof. Dr. Ing. M. Röther - HAW Hamburg
- Antriebe & Leistungselektronik - Prof. Dr. G. Vaupel - HAW Hamburg
- Energietechnik - Prof. Dr. G. Vaupel - HAW Hamburg
- Grundlagen der Regelungstechnik - Prof. Dr. A. Suhl - HAW Hamburg
- Reglersynthese - Prof. Dr. A. Suhl - HAW Hamburg

SIEMENS AG Sinamics S120 Dokumentation

- GETTING STARTED für STARTER - Version 03/2006
- FUNKTIONSHANDBÜCHER I-IV - Version 11/2009
- GERÄTEHANDBÜCHER I-V - Version 11/2009
- INBETRIEBNAHMEHANDBUCH I-II - Version 11/2009 (II-10/2008)
- LISTENHANDBUCH I incl. Störungen - Version 11/2009
- LEITFADEN MASCHINENPROJEKTIERUNG - 10/2009
- PROGRAMMIER- UND BEDIENHANDBUCH - 11/2009

A. Anhang

Alle Anhänge sind der beiliegenden CD zu entnehmen, die auch im Leistungselektroniklabor zur Einsicht zur Verfügung steht.

A.1. Funktionspläne

2.17 Servoregelung

Funktionspläne

5020 – Drehzahlsollwertfilter und Drehzahlvorsteuerung	2-1523
5030 – Referenzmodell/Vorsteuersymmetrierung/Drehzahlbegrenzung	2-1524
5040 – Drehzahlregler mit Geber	2-1525
5042 – Drehzahlregler, Drehmoment-Drehzahl-Vorsteuerung mit Geber (p1402.4 = 1)	2-1526
5050 – K_p_n -/ T_n_n -Adaption	2-1527
5060 – Momentensollwert, Umschaltung Regelungsart	2-1528
5210 – Drehzahlregler ohne Geber	2-1529
5300 – U/f-Steuerung für Diagnose	2-1530
5301 – Variable Meldefunktion	2-1531
5490 – Drehzahlregelung Konfiguration	2-1532
5610 – Momentenbegrenzung/-reduzierung/-Interpolator	2-1533
5620 – Motorische/Generatorische Momentengrenze	2-1534
5630 – Obere/Untere Momentengrenze	2-1535
5640 – Modusumschaltung, Leistungs-/Strombegrenzung	2-1536
5650 – Vdc_max-Regler und Vdc_min-Regler	2-1537
5710 – Stromsollwertfilter	2-1538
5714 – Iq- und Id-Regler	2-1539
5722 – Feldstrom-/Flussvorgabe, Flussabsenkung, Flussregler	2-1540
5730 – Schnittstelle zum Motor Module (Aussteuersignale, Stromistwerte)	2-1541

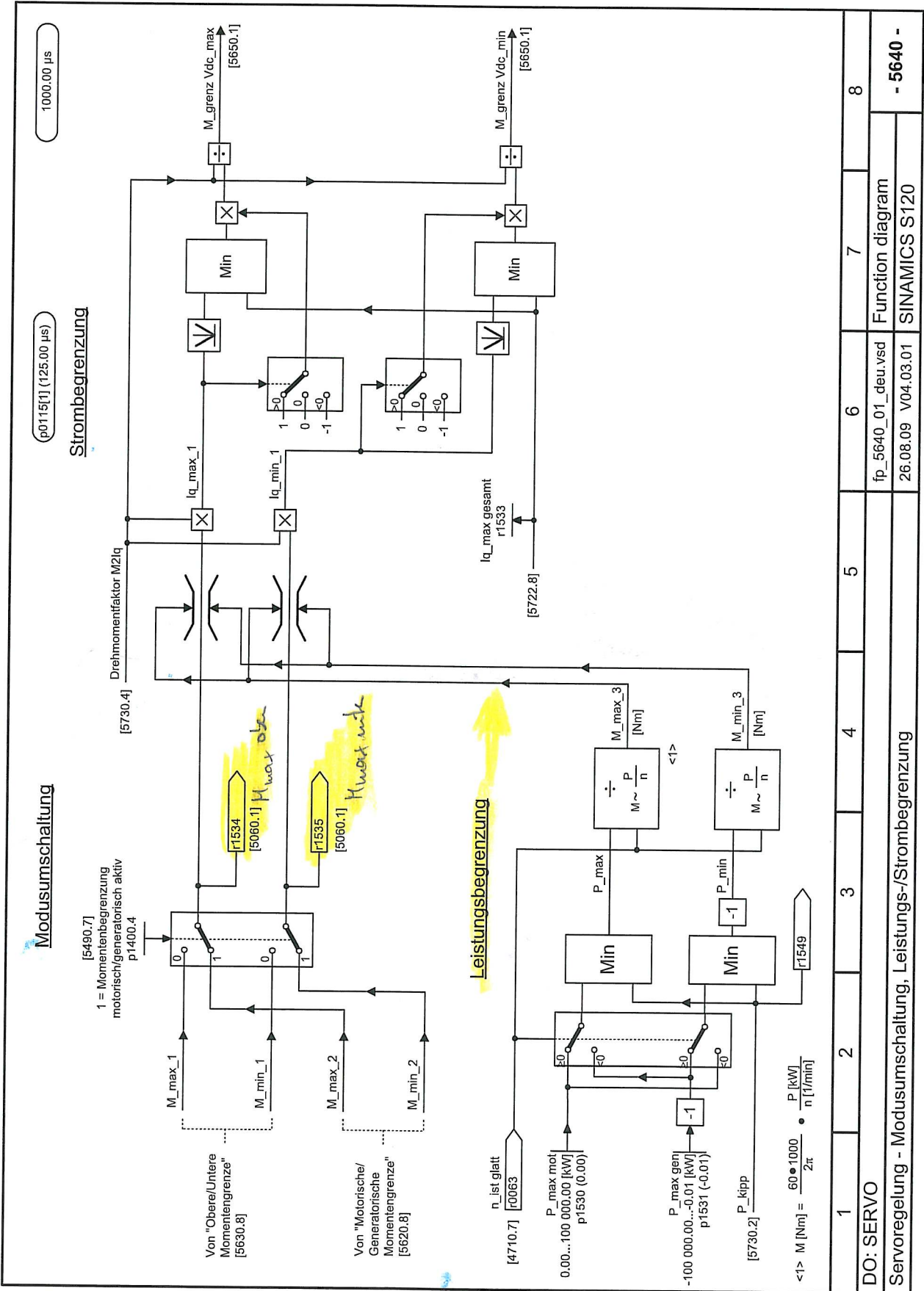
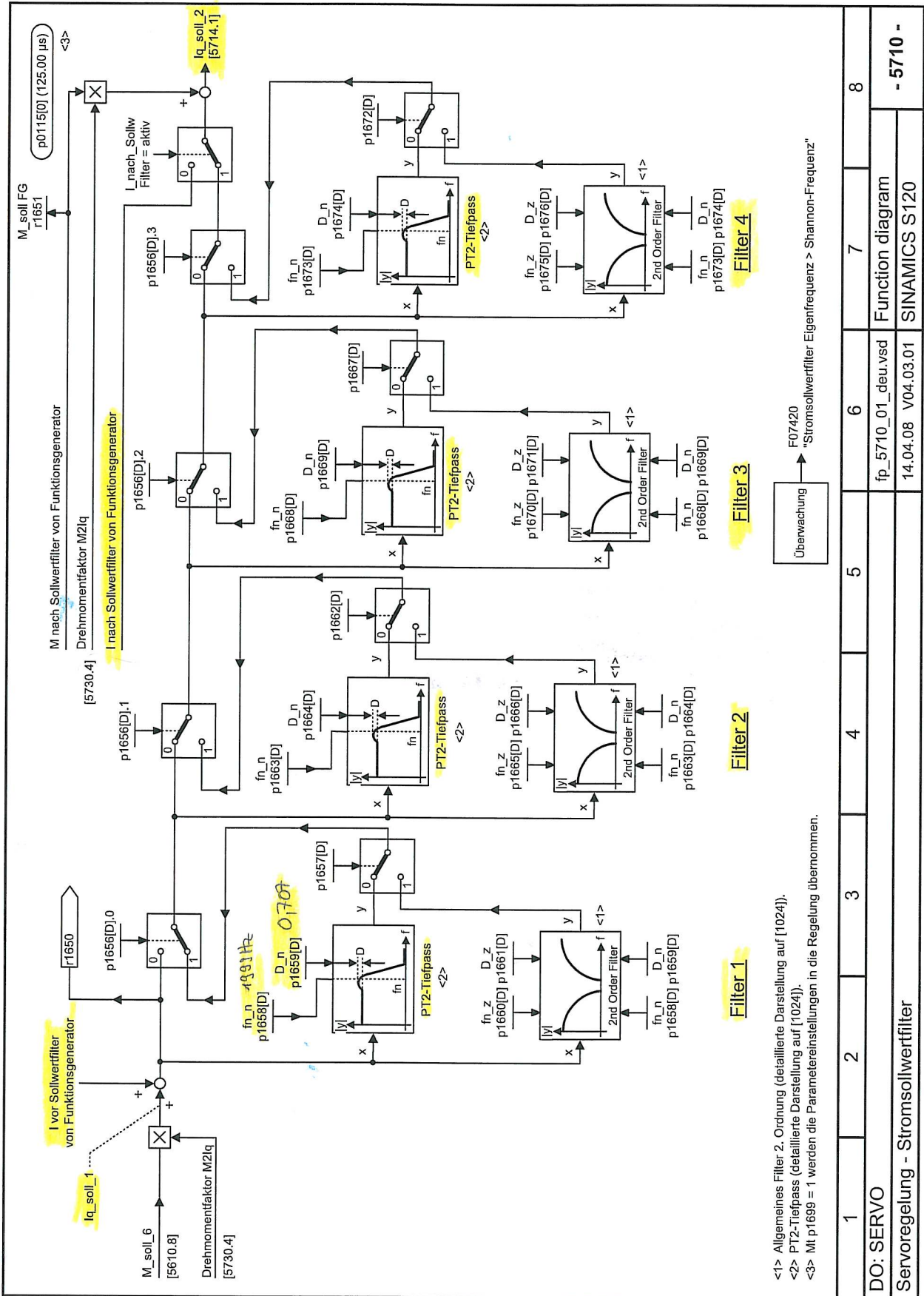


Bild 2-176 5640 – Modumschaltung, Leistungs-/Strombegrenzung

1	2	3	4	5	6	7	8
DO: SERVO							
Servoregelung - Modumschaltung, Leistungs-/Strombegrenzung							
fp_5640_01_deu.vsd						Function diagram	
26.08.09 V04.03.01						SINAMICS S120	
- 5640 -							



<1> Allgemeines Filter 2. Ordnung (detaillierte Darstellung auf [1024]).
 <2> PT2-Tiefpass (detaillierte Darstellung auf [1024]).
 <3> Mit p1699 = 1 werden die Parametereinstellungen in die Regelung übernommen.

Überwachung → F07420 "Stromsollwertfilter Eigenfrequenz > Shannon-Frequenz"

1	2	3	4	5	6	7	8
DO: SERVO							
Function diagram							
fp_5710_01_deu.vsd							
14.04.08 V04.03.01							
- 5710 -							
Servoregelung - Stromsollwertfilter							
SINAMICS S120							

Bild 2-178 5710 – Stromsollwertfilter

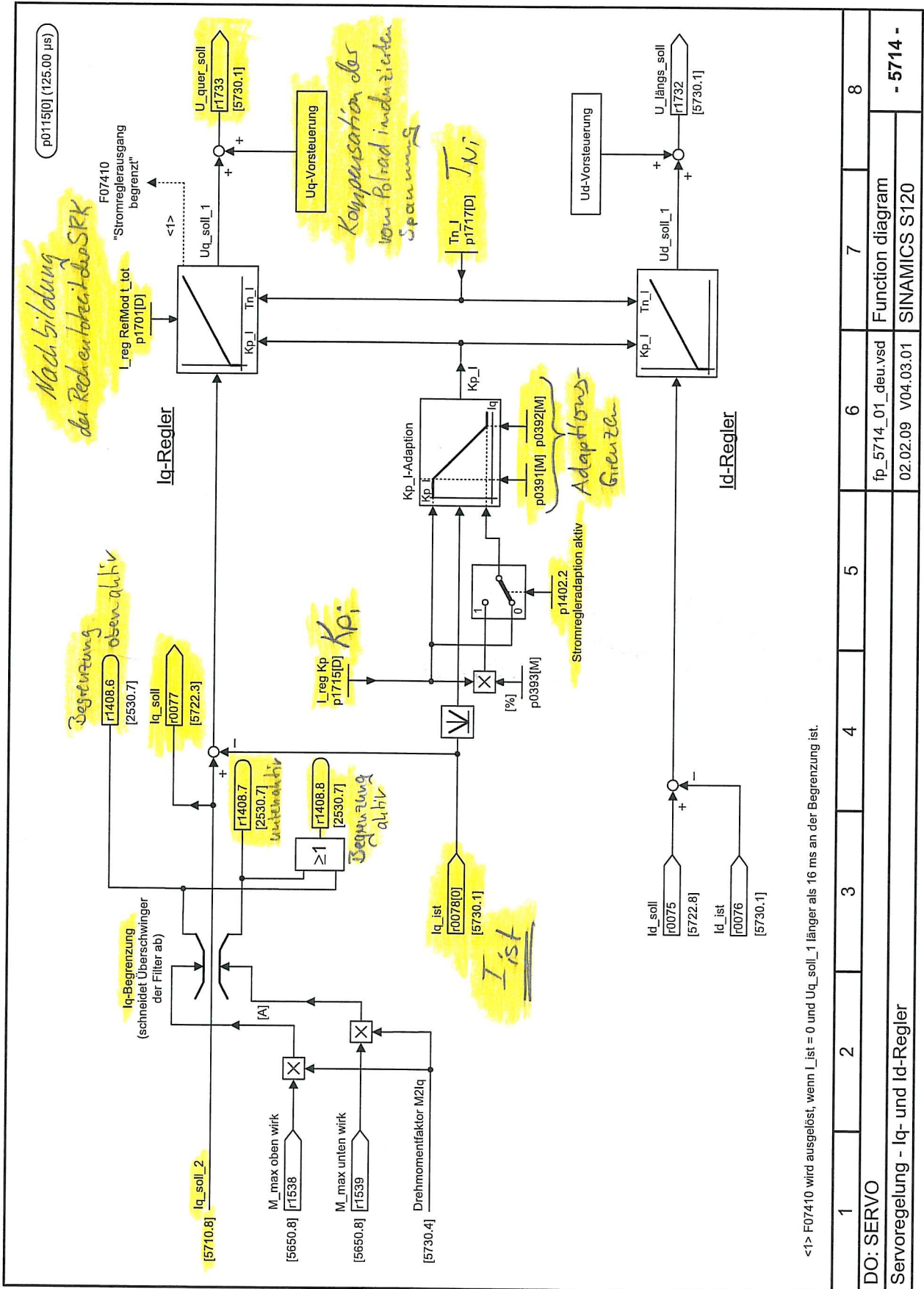


Bild 2-179 5714 – Iq- und Id-Regler

Handlung d. Ströme

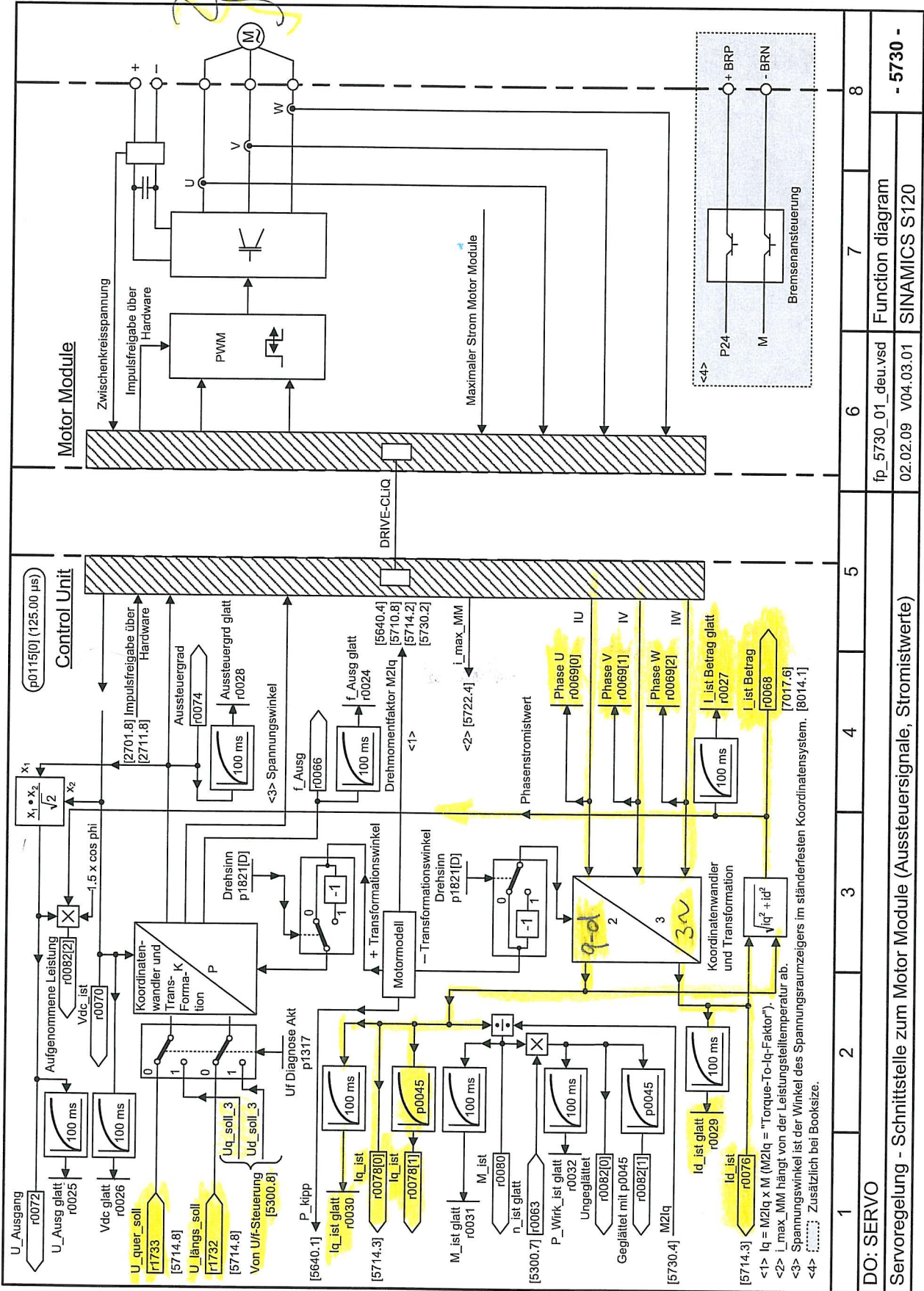


Bild 2-181 5730 – Schnittstelle zum Motor Module (Aussteuersignale, Stromistwerte)

A.2. Stabilität der Regelung nach Kapitel 5.1.1

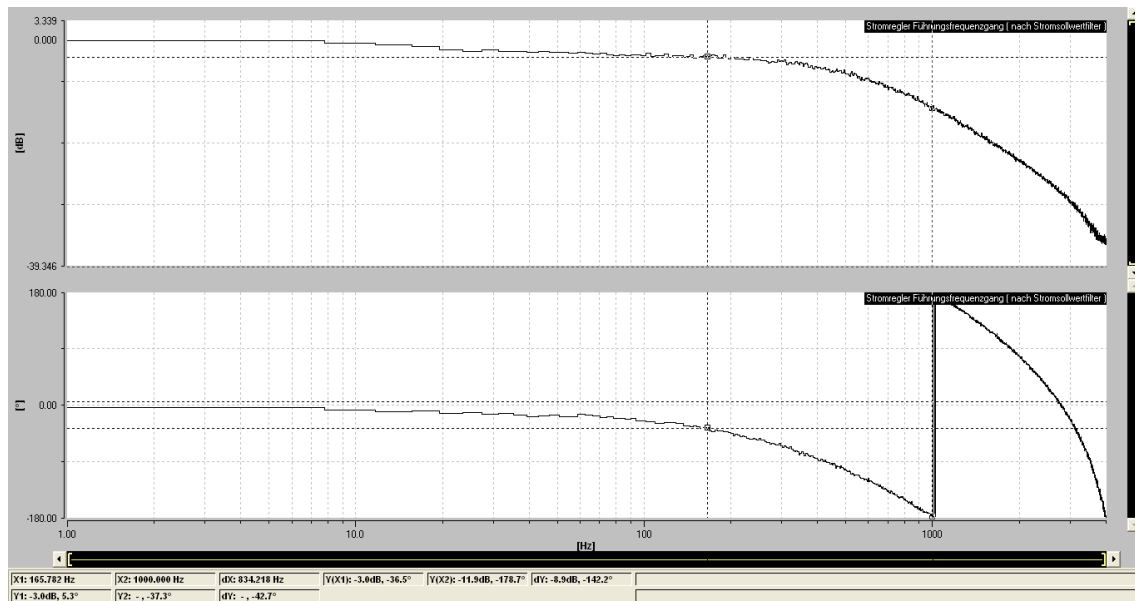


Abbildung A.1.: Bode-Diagramm für den Betragsoptimierten Stromregelkreis

Die aus dem Bode-Diagramm folgenden charakteristischen Merkmale sind in der folgenden Tabelle aufgeführt und werden mit den Stabilitätskriterien verglichen.

Parameter	Randbedingung	Messung	Bewertung
Phasenreserve	$\varphi_R \cong 30^\circ - 40^\circ$	$\varphi_R \cong 143,5^\circ$	i.O.
Amplitudenreserve	$A_R \geq 5 \text{ dB}$	$A_R = 11,9 \text{ dB}$	i.O.
Amplitudenüberhöhungen	$\ddot{U} \leq 5 \text{ dB}$	$\ddot{U} = 0 \text{ dB}$	i.O.

Tabelle A.1.: Beweis der Stabilität gemäß Kapitel 5.1.1

Damit ist der Beweis erbracht, dass der Stromregelkreis durch die Auslegung mit dem Betragsoptimum im stabilen Betriebsbereich befindetet.

A.3. Aufgabenbeschreibung zum Praktikumsversuch ASP3

Studiengruppe: A-M2-AS	Eingegangen am:	Protokollführer:
Übungstag:		Weitere Teilnehmer:
Professor: Prof. Dr.-Ing. M. Röther		
ASP3	Regelung von Synchron-Servo-Antrieben	11/2011

1 Einleitung

Dieser Laborversuch vermittelt Kenntnisse zur Regelung moderner, hochdynamischer Servoantriebe. Die Hardware besteht aus dem Umrichtersystem SINAMICS S120, einem PC, sowie 2 Synchron-Servomaschinen der Fa. Siemens AG. SINAMICS ist eine neue Antriebsfamilie der Fa. Siemens und kommt in der S120 Ausführung u.a. in Walzwerken, Werkzeugmaschinen, in der Holzbearbeitung oder der Umformtechnik zum Einsatz. Für jede Antriebsaufgabe steht innerhalb von SINAMICS je nach Einsatzgebiet ein optimal zusammen-gestelltes System bereit.

Das System in diesem Versuchsaufbau besteht aus der Regelungsbaugruppe CU320 (Control Unit), dem Communication Board CBE20 (für die zyklische Profinet-Anbindung), einer Ein-/Rückspeiseeinheit (Einspeisebetrieb: 6-Puls Diodengleichrichterbrücke, im Rückspeisebetrieb ist die Stromform blockförmig!), einem Leistungsteil (Double Motor Modul – Wechselrichter) und kleineren Baugruppen zur Klemmenerweiterung und Geberauswertung.

Als Maschinen kommen folgende Antriebsmaschinen zum Einsatz:

- Ein Antrieb der 1FK6 – Baureihe (SERVO_02)
 $M_{Nenn} = 6,0Nm$ – Belastungsmaschine, wird nicht untersucht
- Ein Antrieb der 1FK7 – Baureihe (SERVO_03)
 $M_{Nenn} = 4,7Nm$ – Antriebsmaschine, wird untersucht

Ziele des Laborversuchs:

- Kenntnisse über das Antriebssystem SINAMICS, sowie den Umgang mit dem Inbetriebnahmetool STARTER
- Kenntnisse über die Bedienung der von STARTER zur Verfügung gestellten Trace-Funktion, des Funktionsgenerators und der Messfunktion für Diagnosezwecke
- Auswirkungen beim Einsatz von Filtern und deren Zweck
- Reglereinstellungen anhand von Sprungantworten und Frequenzgängen analysieren und beurteilen
- Verschiedene moderne Optimierungsverfahren anwenden und beurteilen
- Beurteilung der Dynamik und Vorteile moderner Synchron-Servomaschinen

Hinweis: Von Ihnen zu bearbeitende Aufgabenteile sind kursiv gedruckt.



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Versuchsvorbereitung:	3
2.1	Erklärung des regelungstechnischen Modells eines Servoantriebs	3
2.2	Analyse von Bode-Diagrammen	4
3	Projekt laden	6
3.1	Einschaltkette zur Inbetriebnahme der 1FK7 Maschine	7
4	Messungen mit STARTER – Standard-Parameter	9
4.1	Aufnahme Drehzahlsollwertsprung $\Delta n = 30$ 1/min – 1FK7 (SERVO_03)	10
4.2	Störverhalten des 1FK7 – Antriebs (Servo_03) mit Standard-Reglerparametern	12
5	Optimierung der Regelung	14
5.1	Optimierung des Stromreglers mit der Methode von Ziegler und Nichols	14
5.2	Regleroptimierung des Drehzahlregelkreises am 1FK7 Antrieb (SERVO_03)	18
5.2.1	Optimierung nach Ziegler und Nichols	18
5.2.2	Automatische Optimierung mit STARTER	20
5.2.3	Überprüfung des Störverhaltens des Drehzahlregelkreises mit den von STARTER optimierten Reglerparametern	22
6	Messungen mit dem Oszilloskop (optional)	23
7	ANHANG A: Aufbau des Steuerpults	25

2 Versuchsvorbereitung:

2.1 Erklärung des regelungstechnischen Modells eines Servoantriebs

Die Regelung von Servoantrieben wird im Allgemeinen in Form einer Kaskadenregelung durchgeführt. Abbildung 1 zeigt den Aufbau einer solchen Regelungsstruktur.

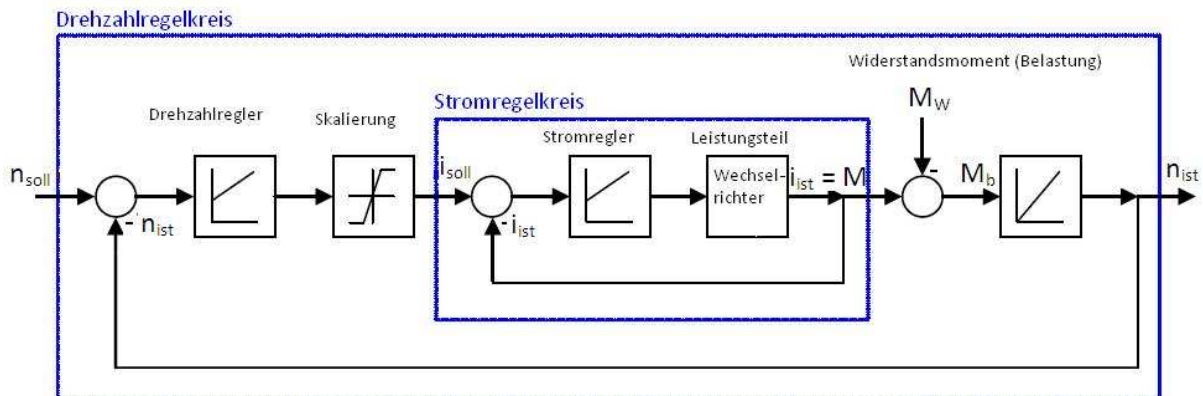


Abbildung 1 - Struktur der Kaskadenregelung

Der Stromregelkreis bildet die innere Regelschleife und beinhaltet den PI-Stromregler und die Regelstrecke. In der Theorie besteht die Regelstrecke aus einem Totzeitglied und einem PT1-Glied. Das PT1-Glied bildet das elektrische Verhalten der Maschine nach. Die Zeitkonstante dieses PT1 Gliedes entspricht der elektrischen Zeitkonstanten der Maschine. Das Totzeitglied dient der regelungstechnischen Nachbildung der Abtast- und Berechnungszeiten der CPU und dem Schaltverhalten der Ventile im Stromrichter. Es wird zur Reglerauslegung durch ein PT1-Glied mit einer Ersatzzeitkonstanten angenähert. Durch diese Annahmen bei der systemtheoretischen Nachbildung, ist prinzipiell ein Reglerentwurf nach dem aus der Theorie bekannten Betragsoptimum möglich und üblich. Der ausgelegte, geschlossene Stromregelkreis geht mit seiner Übertragungsfunktion voll in den überlagerten Drehzahlregelkreis ein.

Der Drehzahlregelkreis besteht ebenfalls aus einem PI-Regler und der dazugehörigen Regelstrecke. Die Regelstrecke besteht aus dem bereits erläuterten Stromregelkreis und einem I-Glied. Das I-Glied stellt dabei eine systemtheoretische Nachbildung des trägheitsbehafteten, mechanischen Verhaltens der Maschine dar. Wird der Stromregelkreis durch ein PT1-Glied vereinfacht angenähert ergibt sich eine IT1-Strecke, die mit einem Drehzahlreglerentwurf nach dem symmetrischen Optimum eingestellt werden kann. Eine konkrete Auslegung der Regelung nach den genannten Kriterien soll jedoch nicht Teil dieses Versuches sein.

Während des Versuchs werden Reglerentwürfe nach der praxisnahen Methode von Ziegler und Nichols und die Qualität der Regelung nach diesem Verfahren betrachtet.

Informieren Sie sich über die Methode von Ziegler und Nichols!

Welche Vorgehensweise sieht die Methode vor?

2.2 Analyse von Bode-Diagrammen

Als wichtiger Bestandteil des Praktikums soll das regelungstechnische Verhalten eines Systems anhand seines Bode-Diagramms beurteilt werden.

Machen Sie sich mit der Theorie des Bode-Diagramms vertraut. Welche charakteristischen Merkmale können aus einem Bode-Diagramm abgelesen werden und welche Bedeutung haben sie für eine regelungstechnische Betrachtung?

Gegeben sei das Bode-Diagramm gemäß Abbildung 2 auf der folgenden Seite. Es handelt sich dabei um den Führungsfrequenzgang des geschlossenen Stromregelkreises der zu untersuchenden 1FK7 Maschine mit den Standard-Parametern für den PI-Stromregler. Diese Standard-Parameter werden von STARTER bei der Konfiguration des Antriebssystems automatisch vergeben.

Bestimmen Sie grafisch folgende Größen:

- *Eckfrequenzen und Zeitkonstanten des Systems*
- *Amplitudenreserve*
- *Phasenreserve*

Treffen Sie eine Aussage über die Regelgüte des Systems. Ist eine Verbesserung der Regelung möglich? Wenn ja, wodurch können Amplituden- und Frequenzgang beeinflusst werden?

Hinweis: Üblicherweise wird für die Ermittlung der charakteristischen Merkmale eine Analyse des Bode-Diagramms anhand des offenen Regelkreises durchgeführt. Das Inbetriebnahme-Tool Starter bietet nur die Ausgabe des Bode-Diagramms vom geschlossenen Stromregelkreis an. Hier ein Hinweis zur Bestimmung der Phasen- und Amplitudenreserve.

- Amplitudenreserve A_R : Betrag des Frequenzganges bei $\varphi_{R,max} = 180^\circ$
- Phasenreserve φ_R : Phase bei Verlassen der 3dB Toleranzgrenze des Betragsgangs

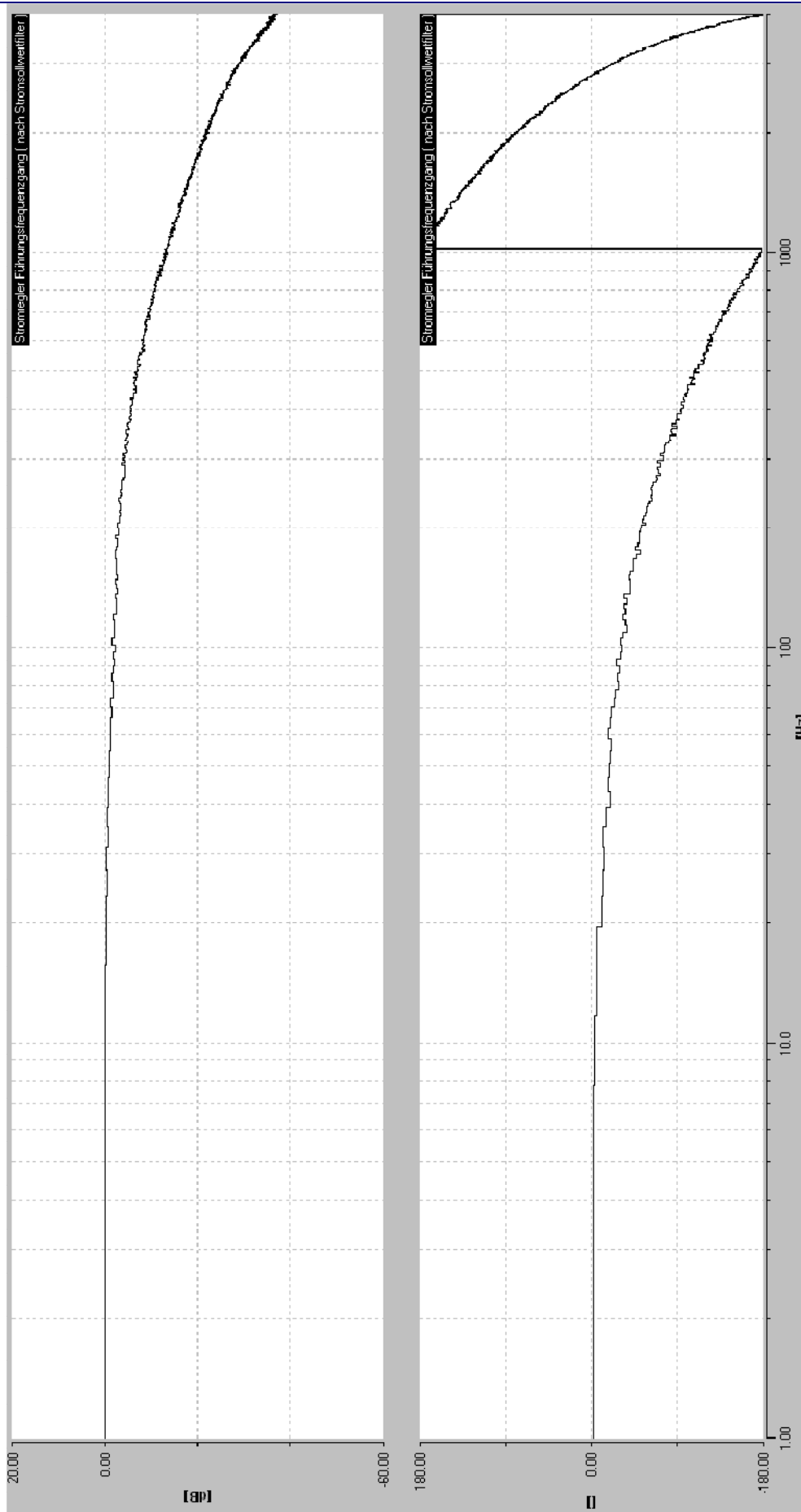


Abbildung 2 - Führungsfrequenzgang Stromregelkreis

Für die Steuerung des Antriebs stehen ein Steuerpult, sowie ein PC mit der IBN-Software STARTER zur Verfügung. Vor dem Versuch sollten Sie sich einen Überblick über die Bedienung dieser Software, sowie des Steuerpultes verschaffen. Für diese Kenntnisse sind nützliche Informationen im Anhang, sowie in den Siemens-Handbüchern (im AL-Labor am Versuchsstand auf CD oder im Internet unter www.automation.siemens.com erhältlich) vorhanden. Obwohl die Versuche eindeutig beschrieben sind, ist dringend darauf zu achten die Reihenfolge der Einschaltkette und Freigaben einzuhalten! **(WICHTIG bei der Aufnahme von Lastsprüngen!).**

Vor dem Versuchsbeginn werden Sie vom betreuenden Professor bzw. vom wissenschaftlichen Mitarbeiter in den Versuchsaufbau eingewiesen.

3 Projekt laden

Für den gesamten Versuch ist ein vorbereitetes Projekt „ASP3“ mit abgeschlossener Antriebskonfiguration vorgesehen. Im Betrieb muss zwischen Online und Offline – Betrieb unterschieden werden. Werden auf dem Programmiergerät (PC) offline Parameter verändert, muss ein „Laden ins Zielsystem“ stattfinden um die Parameter in den RAM Baustein der CU zu laden. Vorgehensweisen sind im jeweiligen Versuchsteil beschrieben. Für diesen Versuchsteil wird das Projekt: „ASP3“ geladen.

Vorgehensweise:

1. STARTER.exe ausführen
2. Datei → Projekt öffnen → in dem Fenster Anwenderprojekte „ASP3“ anwählen und mit „OK“ bestätigen
3. Online-Verbindung zur CU320 herstellen → „Mit Zielsystem verbinden“
4. Zielsystem → Laden → „Projekt ins Zielsystem“
5. WICHTIG: Häkchen „Ram nach Rom kopieren“ entfernen und mit „Ja“ bestätigen

The screenshot shows the Siemens STARTER software interface. The main window displays a parameter list for a servo drive (SERVO_02). The list includes parameters such as 'Antrieb Betriebsanzeige', 'BOP Betriebsanzeige Auswahl', and 'Drehzahlwert'. A dialog box titled 'Laden ins Zielsystem (WWBS: 824)' is open, asking 'Die Daten werden ins Zielsystem geladen. Dieser Vorgang kann einige Minuten dauern. Ladevorgang starten?'. A checkbox labeled 'Nach dem Laden RAM nach ROM kopieren' is visible, with a red circle and arrow pointing to it and the text 'Haken entfernen !!!'. The status bar at the bottom indicates 'Online-Modus'.

Parameter	Parameterwert	Online-Wert SERVO_02	Einheit	Änderbar in	Zugriffsstufe	Minimum	Maximum
r2	Antrieb Betriebsanzeige	[31][31] Einschaltbereit - "EINZUS1" = "01" setzen (p0840)		Betrieb	1		
r6[0]	BOP Betriebsanzeige Auswahl, Parameternummer	2		Betrieb	2	0	65535
r6	BOP Betriebsanzeige Modus	[4] p0005		Betriebsbereit	3		
p10	Antrieb Inbetriebnahme Parameterfilter	[0] Bereit		Betrieb	1	0	65535
p13[0]	BOP Benutzerdefinierte Liste	0		Betrieb (EN P10+1)	1	0	999999
p15	Macro Antriebsprotokoll						
r21	Drehzahlwert geglättet	370	1/min	2			
r21	OO: Drehzahlwert geglättet	0.4	1/min	2			
r22	Drehzahlwert 1.min geglättet	0.4	1/min	2			
r24	Ausgangsfrequenz geglättet	0.0	Hz	3			
r25	OO: Ausgangsspannung geglättet	0.0	Veff	2			
r26	OO: Zwischenkreisspannung geglättet	585.1	V	2			
r27	OO: Stromistwert Betrag geglättet	0.00	Aeff	2			
r28	Aussteuergrad geglättet			3			
r29	Stromistwert realzeitend geglättet			3			
r30	Stromistwert momentenbasiert			3			
r31	Drehmomentistwert geglättet			3			
r32	OO: Wirkleistungistwert geglättet			2			
r33	OO: Drehmomentistwert geglättet			3			
r35	OO: Motorleistung geglättet			2			
r36	Leistungsteil Überlast I2			3			
r37[0]	Leistungsteil Temperaturen, M			3			
r45	Orbitierungsschleife Antriebs			2			
r46	OO: BOP: Fehlende Freigaben			3			
r47	Status Identifikationen			1		0	200
r49[0]	Motorlastersatz/Überlastdaten			2			
r50	OO: BOP: Betriebslastersatz: C05			2			
r51	OO: BOP: Antriebslastersatz: D0			2			
r56	OO: BOP: Zustandswort Regeln			3			
r60	OO: Drehzahlwert vor Soll			3			
r61	OO: Drehzahlwert Motorgebot			2			
r62	OO: Drehzahlwert nach Filter	0.00	1/min	3			
r63	OO: Drehzahlwert nach Istwertglättung	1.10	1/min	3			
r64	OO: Drehzahlregler Regelkoeffizient	-0.13	1/min	3			
r65	Schafffrequenz	0.00	Hz	3			
r66	OO: Ausgangsfrequenz	<0.03	Hz	3			
r67	Ausgangsstrom maximal	10.00	Aeff	3			
r68	OO: Stromistwert Faktor	0.00	Aeff	3			

WICHTIG:

Bei der Auswahl „Laden ins Zielsystem“ erscheint ein Fenster in dem ein Häkchen bei „Anschließend von RAM nach ROM kopieren“ gesetzt ist. **Dieses Häkchen muss in jedem Fall entfernt werden**, um die Daten im ROM zu schützen. In diesem Versuch wird ausschließlich auf dem RAM-Baustein der CU gearbeitet. Dieser wird nach Power off der CU gelöscht und beim nächsten Hochlauf mit den Daten aus dem ROM beschrieben. Die einzelnen Schritte sind im jeweiligen Versuchsteil genau beschrieben.

Das erfolgreiche Laden des Projektes wird durch die grüne RDY LED an der CU angezeigt. Blinkt diese, ist das Laden noch nicht abgeschlossen. Die beiden PI-Regler enthalten nun die von STARTER aus den Motordaten errechnete Standard-Parametrierung.

Hinweis:

Die OPT-LED (Option Board → Ethernet-Verbindung) der CU leuchtet konstant rot. Dieser Zustand stellt keinen Fehler im Betrieb dar, sondern wird mit der azyklischen Kommunikation von STARTER begründet. Das Profinet stellt eine zyklische Kommunikation dar, während STARTER azyklisch arbeitet. Aufgrund des permanent stattfindenden Datenaustausches, trotz dieser CU-Meldung, können alle Arbeiten am System ausgeführt und die OPT-LED ignoriert werden.

3.1 Einschaltkette zur Inbetriebnahme der 1FK7 Maschine

In dem System gibt es mehrere, sicherheitsrelevante Freigaben, welche in dem ersten Bereich des Pultes gesetzt werden können. Die Einschaltkette des Antriebs soll im Folgenden erläutert werden.

Einschaltvorgang:

- 1. Arbeitsplatzspeisung mittels Schlüssel freischalten (Bitte an den wissenschaftlichen Mitarbeiter oder den betreuenden Professor wenden!)*
- 2. Hauptschalter am SINAMICS Schaltschrank einschalten (Drehschalter linke Seite)*

➤ Hochlauf aktiviert!

Sobald der Hochlauf (Power ON) aktiviert wird, ist die Einschaltsperrung aktiv. Sind die Voraussetzungen eines fehlerfreien Hochlaufs erfüllt, geht die Steuerung über in den Zustand „Einschaltbereit. Um in den Betriebszustand „betriebsbereit“ zu gelangen, muss das Hauptschütz angesteuert werden.

- 3. „Hauptschütz – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten*

Der Zustand „Betriebsbereit“ ist nach Ansteuerung des Hauptschützes solange aktiv, bis die Einspeisung am Steuerpult eingeschaltet wurde und die anschließende Vorladung des Zwischenkreises abgeschlossen ist.

- 4. „Einspeisung – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten*

Anschließend kann der Betrieb der Anlage freigegeben werden, wenn keine Störung vorliegt. Kommt es im laufenden Betrieb aufgrund unsachgemäßer Bedienung (z.B. bei beiden Motoren „drehzahl geregelter Betrieb“) oder der Überschreitung eines Grenzwertes (z.B. der Überspannungsschutz) zu einer Störung, wird die Einschaltsperrung des Antriebs aktiviert. Um in den Betriebszustand „Betrieb freigegeben“ zurück zu gelangen, muss die Störung auf dem Steuerpult quittiert (roter Taster) und erneut die Einschaltkette durchlaufen werden.

Wenn keine Störung vorliegt, oder aufgelaufene Störungen quittiert wurden, kann der Betrieb der Anlage am Steuerpult freigegeben werden.

5. „Betrieb – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten

Motor drehen lassen:

Achtung: Es darf nur EINE Antriebs-Freigabe betätigt sein (wenn sich beide Antriebe in n-Regelung befinden), ansonsten geht die CU in den Betriebszustand „Störung“. Die Motorpotentiometer dienen als Hauptsollwert und sind in Mittelstellung (5) zu bringen. Die Drehzahlfest Sollwerte müssen ausgeschaltet sein (Kippschalter Stellung unten!).

1. „Freigabe EIN/AUS“ auf dem Steuerpult im Bereich 1FK7 einschalten

Ist ein geringer Sollwert im Motorpotentiometer eingestellt, beginnt der Motor zu drehen. Nun kann der Drehzahl Sollwert in beide Richtungen bis zur Nenndrehzahl ($n_{Nenn}=3000$ U/min) erhöht werden. Dies geschieht durch Aufschalten von Drehzahlfest Sollwerten gemäß unten stehender Tabelle oder durch Verändern der Potentiometer-Stellung. Die Fest Sollwerte dienen als Zusatz Sollwerte und sind nur bei der Steuerung der 1FK7-Maschine realisiert. Bit 3 der Fest Sollwerte ändert die Drehrichtung der Maschine.

	Bit/Kippschalter				Drehzahl
	3	2	1	0	
0 / 1	0	0	0	1	200 U/min
0 / 1	0	0	1	0	500 U/min
0 / 1	0	0	1	1	1000 U/min
0 / 1	1	0	0	0	1500 U/min
0 / 1	1	0	1	1	2000 U/min
0 / 1	1	1	1	0	2500 U/min
0 / 1	1	1	1	1	3000 U/min

Durch Aufschalten der Fest Sollwerte beim 1FK7-Motor kann die Reaktion auf einen Sprung beobachtet werden. Der Hochlaufgeber ist dabei überbrückt (Kippschalter „Hochlaufgeber EIN/AUS“ im Bereich 1FK7 auf Stellung AUS).

1. Notieren Sie erste akustische und mechanische Beobachtungen an der Welle und beobachten sie die Drehmomentanzeige.

Anschließend wird der Hochlaufgeber aktiviert und ebenfalls Fest Sollwerte aufgeschaltet (Kippschalter „Hochlaufgeber EIN/AUS“ im Bereich 1FK7 auf Stellung EIN).

2. Notieren Sie die akustischen und mechanischen Auswirkungen bei Zuschaltung eines Hochlaufgebers in den Sollwertzweig. Beobachten sie dabei die Drehmomentanzeige.

Die Abschaltung des Systems erfolgt in umgekehrter Reihenfolge zum Einschaltvorgang.

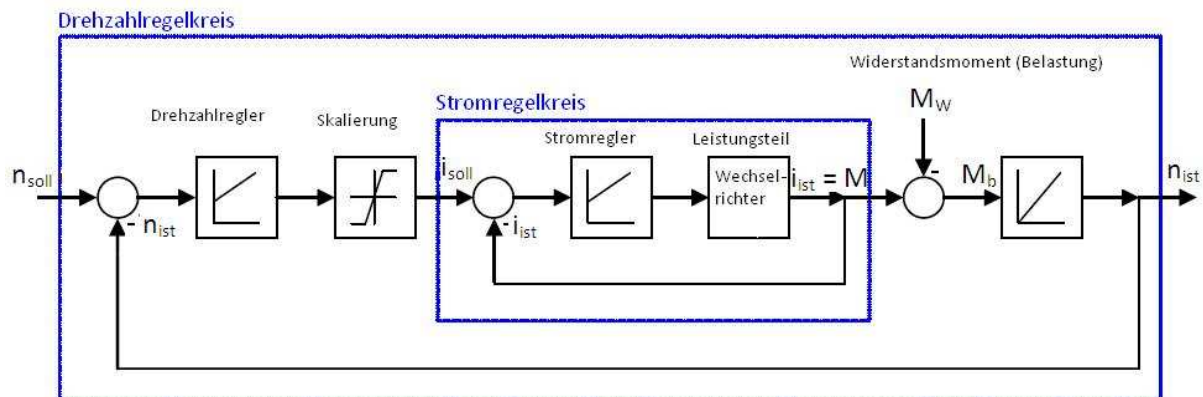
1. „Freigabe EIN/AUS“ auf dem Steuerpult im Bereich 1FK7 ausschalten
2. „Betrieb – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 ausschalten
3. „Einspeisung – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 ausschalten
4. „Hauptschütz – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 ausschalten

Wird nicht länger an der Anlage gearbeitet, so ist der Hauptschalter seitlich am SINAMICS-Schaltschrank, sowie die Netzeinspeisung (Schlüsselschalter) abzuschalten.

WICHTIG: Nach dem Abschalten des Systems liegt an ALLEN Komponenten für etwa 5 min eine gefährliche Restspannung an den Klemmen an (Zwischenkreisspannung U_{ZK}).

4 Messungen mit STARTER – Standard-Parameter

Die Regelung ist als Kaskadenregelung aufgebaut. Die Ausgangsgröße des Drehzahlreglers (Führungsregler) dient dabei als Führungsgröße für den Stromregler (Folgeregler). In der folgenden Grafik ist der Wirkungsplan dieser Kaskadenregelung zu sehen:



In einem ersten Schritt wird der Stromregler (Folgeregler) an die Teilstrecke (besteht aus dem Leistungsteil und dem elektrischen Zeitverhalten der Maschine) angepasst und dem inneren Kreis somit ein gewünschtes Verhalten vorgegeben. Dieser ist dann Bestandteil der Regelstrecke für die der äußere Regler dimensioniert werden muss. Damit die Kaskadenregelung funktioniert, muss die Zeitkonstante des inneren Stromregelkreises kleiner sein, als die des übergeordneten Drehzahlregelkreises.

Die folgenden Messungen werden ausschließlich mit STARTER durchgeführt.

Hinweis: STARTER muss sich für alle folgenden Messungen im Online-Modus befinden!

ACHTUNG FÜR ALLE MESSUNGEN: Das Zeitverlaufdiagramm kann nur eine Y-Achse zur Zeit darstellen. Wenn Sie die Screenshots der Messungen speichern, stellen Sie sicher, dass Sie alle notwendigen Messwerte für die Auswertung notieren!

4.1 Aufnahme Drehzahlsollwertsprung $\Delta n = 30 \text{ min}^{-1} - 1\text{FK7}$ (SERVO_03)

Für die Aufnahme einer Sprungantwort wird die Trace-Funktion verwendet. Gehen Sie dafür im Projekt-Explorer (linker Bildschirmrand) folgendermaßen vor:

1. Projektverzeichnis „ASP3“ anwählen und öffnen (Doppelklick)
2. Unterverzeichnis „S120_CU320“ anwählen und öffnen (Doppelklick)
3. Unterverzeichnis „Antriebe“ anwählen und öffnen (Doppelklick)
4. Unterverzeichnis „SERVO_03“ anwählen und öffnen (Doppelklick)

Machen Sie sich mit der Struktur der Unterverzeichnisse des 1FK7 Antriebs vertraut. Unter dem Verzeichnis „Inbetriebnahme“ finden Sie den Punkt „Trace“, der durch Doppelklicken geöffnet wird.

WICHTIG: STARTER benötigt zur Durchführung der Messungen die „Steuerungshoheit“ des Antriebs. Durch sie kann Starter selbstständig Steuerbefehle an die Leistungselektronik übermitteln. Um einen Konflikt mit Signalen aus dem Steuerpult zu vermeiden stellen Sie folgende Randbedingungen sicher

1. „Freigabe EIN/AUS“ auf dem Steuerpult im Bereich 1FK7 ausschalten
2. „Betrieb – EIN/AUS“ auf dem Steuerpult im Bereich Sinamics S120 ausschalten
3. „Regelungsart M/n“ auf dem Steuerpult im Bereich 1FK7 und 1FK6 muss auf „n“ stehen (Kippschalterstellung rechts)

Nehmen Sie bitte die in der folgenden Abbildung dargestellten Einstellungen vor

Signale

Nr	Aktiv	Signal	Kommentar
1	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r62	SERVO_03.r62: Drehzahlsollwert nach Filter
2	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r63	SERVO_03.r63: Drehzahlwert nach Istwertglättung
3	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r64	SERVO_03.r64: Drehzahlregler Regeldifferenz
4	<input type="checkbox"/>		

Aufzeichnung

Messwertenerfassung: Aufzeichnung takt synchron - zeitbegrenzter Trace

Basistakt: 0.125 ms [S120_CU320]

* Faktor: 1

Tracetakt: 0.125 ms

Dauer: 50.000 ms maximale Dauer: 170.500 ms

Trigger

Typ: Trigger auf Variable - Positive Flanke

Par-Nr./Variable: SERVO_03.r62, CO: Drehzahlsollwert nach Filter

Takt: 0.125 ms [S120_CU320]

Pretrigger: 5.000 ms

Schwellwert: 1.00000 1/min

Anzeigeoptionen

Messwiederholung

Kurven in Spuren anordnen

Messcursor ein

Anzeigebereich einschränken auf die letzten 100.000 ms

Wechseln Sie zum Reiter Funktionsgenerator und nehmen Sie die in der folgenden Grafik dargestellten Einstellungen vor.

The screenshot shows the software interface for the function generator. The interface is divided into several sections:

- Top Bar:** Contains 'Trace 1 inaktiv', 'S120_CU320', and a play button. A red arrow points to the play button with the label 'Aufzeichnung aktivieren'.
- Function Generator Section:** Contains 'FktGen inaktiv', 'S120_CU320', and a yellow button labeled 'Steuerungshoheit abgeben!'. A red arrow points to this button with the label 'Steuerungshoheit holen / abgeben'.
- Settings Section:** Contains various settings for the function generator:
 - Trace:** 'Funktionsgenerator', 'Messungen', 'Zeitdiagramm', 'FFT-Diagramm', 'Bodediagramm'.
 - Options:** 'Funktionsgenerator als Sollwertquelle' (unchecked), 'Funktionsgenerator als IBN-Werkzeug' (checked).
 - Parameters:**
 - Betriebsart: Drehzahlsollwert nach Filter
 - Antrieb: SERVO_03 (selected). A red arrow points to this dropdown with the label 'Antriebsauswahl !! SERVO_03 !!'.
 - Signalart: Rechteck
 - obere Begrenzung: 3000.00 1/min
 - Amplitude: 30.00 1/min
 - Offset: 0.00 1/min
 - Hochlaufzeit: 0.000 ms
 - Periodendauer: 1000.000 ms
 - untere Begrenzung: 0.00 1/min
 - Pulsbreite: 500.000 ms
 - Zykluszeit: 0.125 ms
- Graph Section:** Contains a graph showing a step response of a motor speed. A red arrow points to the graph with the label 'Einstellungen für FktGen Sprung von n=0 1/min auf n=30 1/min'. The graph shows a blue curve that starts at 0, jumps to 30 1/min, and then decays towards a steady state.
- Bottom Bar:** Contains 'Trace' and 'SERVO_03'.

Für die Aufnahme der Sprungantwort muss die Reihenfolge des Schaltens beachtet werden:

Antriebsmaschine - 1FK7 (SERVO_03):

1. *Einstellungen im Fenster „Trace“ gemäß Grafik vornehmen*
2. *Antrieb im Fenster Funktionsgenerator auswählen (1FK7 → SERVO_03)*
3. *Steuerungshoheit holen (Pop-Up Fenster bestätigen)*
4. *Antrieb einschalten*
5. *Aufzeichnung (Trace) aktivieren*
6. *Funktionsgenerator starten*
7. *Messwertaufbereitung abwarten und Funktionsgenerator stoppen (STARTER führt mehrere Messungen durch und bildet daraus eine optimale Darstellung)*

Der Verlauf wird automatisch im Reiter „Zeitdiagramm“ angezeigt. Für Auswertungszwecke ist die Skalierung anzupassen. (Rechtsklick in das Zeitdiagramm und Auswahl des Unterverzeichnisses „Skalierung“). Die Skalierung des Drehzahlsollwertes (Kurve 1 → Servo_03.r62) wird durch eine Auswahl in der Lasche „wie Kurve“ an die Skalierung des Drehzahlwertes angeglichen (→ z.B. wie Kurve 2.2).

Durch die Anwahl der Cursor-Funktionen (Rechtsklick Zeitdiagramm → Messcursor → T- und Y-Cursor) können Messungen an den Zeitverläufen durchgeführt werden. Speichern sie die Zeitverläufe mit der von STARTER zur Verfügung gestellten Funktion (rechte Maustaste → in Zwischenablage kopieren) oder einem Screenshot.

Nach Abschluss der Messungen muss die Steuerungshoheit an die Leistungselektronik zurückgegeben werden. Prüfen Sie den Zustand des Funktionsgenerators und gehen Sie im STARTER wie folgt vor:

1. *Funktionsgenerator muss gestoppt sein.*
2. *Antrieb ausschalten*
3. *Steuerungshoheit zurückgeben (Wichtig um ins Fenster „Messfunktion“ zu gelangen – siehe Aufgabe 4.2)*

Fragen:

- *Wie groß ist die Anregelzeit des Antriebs mit Standardparametern?*
- *Wie groß ist die Ausregelzeit des Antriebs mit Standardparametern bei einem Toleranzband von $\pm 2\%$?*
- *Wie groß ist die Überschwingweite in [%]?*

Hinweis: Bei der Darstellung mehrerer Kennlinien kann mittels Rechtsklick die gewünschte Skalierung ausgewählt werden (hier: Kurve 1: Drehzahlsollwert, Kurve 2: Drehzahlwert, Kurve 3: Drehzahlregler-Regeldifferenz). Es kann im STARTER nur eine Skalierung angezeigt werden. Ein Wechsel der Skalierung für einzelne Kurvenverläufe geschieht durch Rechtsklick Zeitdiagramm → Aktive Kurve → Kurvenauswahl, oder durch klicken auf die jeweilige Kurve in der Legende.

Auswertung:

- *Analysieren Sie das Zeitverhalten des Antriebs und diskutieren Sie den Verlauf des Drehzahlwertes*
- *Bewerten Sie die Regelgüte des Antriebs mit den Standard-Parametern der Regler durch STARTER.*

4.2 Störverhalten des 1FK7 – Antriebs (Servo_03) mit Standard-Reglerparametern

Um das Verhalten bei einer Störung (Lastsprung) zu beurteilen, muss die entsprechende Messfunktion von STARTER aktiviert werden.

Gehen Sie dafür im Projekt-Explorer in das Antriebsverzeichnis der 1FK7 Maschine „SERVO_03“ und öffnen Sie das Unterverzeichnis „Inbetriebnahme“. Durch Doppelklicken des Punktes „Messfunktion“ wird das Konfigurationsfenster der Messfunktion geöffnet.

Die Einstellungen der Messfunktion sind der Abbildung auf der folgenden Seite zu entnehmen. Konfigurieren Sie die Messfunktion entsprechend dieser Vorgaben.

Die Messung wird analog zur Messung mit der Trace-Funktion durchgeführt.

1. *„Steuerungshoheit holen“ (Pop-Up Fenster bestätigen)*
2. *Antrieb EIN*
3. *Messung starten*

Nach erfolgreicher Messung ist die Steuerungshoheit entsprechend in umgekehrter Reihenfolge wieder abzugeben.

Nr	Aktiv	Signal	
1	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r80	SERVO_03.r80: Drehmomentistwert
2	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r61	SERVO_03.r61: Drehzahlwert Motorgeber
3	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r1651	SERVO_03.r1651: Drehmomentsollwert Funktionsgenerator
4	<input type="checkbox"/>		...

Speichern Sie den Kurvenverlauf!

Fragen:

- *Wie groß ist die Ausregelzeit der Störung?*
- *Diskutieren Sie den Verlauf der Kennlinien!*
- *Welcher Parameter ist hauptverantwortlich für die schnelle Ausregelung einer Störgröße?*

5 Optimierung der Regelung

5.1 Optimierung des Stromreglers mit der Methode von Ziegler und Nichols

In diesem Versuchsteil wird der Stromregler nach der Methode von Ziegler und Nichols optimiert. Anschließend sollen die Auswirkungen eines „zu schlaff“ oder „zu stark“ eingestellten Reglers anhand des Bode-Diagramms des geschlossenen Regelkreises erkannt und analysiert werden.

1. Öffnen Sie im Projekt-Explorer unter dem Verzeichnis „Antriebe“ den Antrieb „SERVO_03“
2. Öffnen Sie im Unterverzeichnis „Inbetriebnahme“ den Punkt „Messfunktion“
3. Öffnen Sie im Unterverzeichnis „Steuerung/Regelung“ den Punkt „Stromregler“

Um das Verfahren von Ziegler und Nichols anwenden zu können, müssen Sie abwechselnd zwischen den Fenstern „Messfunktion“ und „Stromregler“ wechseln.

Um eine Aussage über die Güte der ermittelten Parameter zu treffen, wird zunächst als Referenz der Führungsfrequenzgang des Stromreglers mit Standard-Parametern ermittelt.

Notieren Sie die Standard-Parameter von STARTER, die im Fenster „Stromregler“ zu sehen sind

Die notwendige Konfiguration der „Messfunktion“ zur Aufnahme des Frequenzganges ist entsprechend folgender Abbildung durchzuführen.

Messfunktion eingerichtet | S120_CU320 | Steuerungshoheit abgeben!

Messfunktion | Messungen | Zeitdiagramm | FFT-Diagramm | Bodediagramm

Messfunktion: Stromregler Führungsfrequenzgang (nach Stromsollwertfilter)

Antrieb: SERVO_03 Messwiederholung

Einschwingperioden: 1

Amplitude: 1.0000 Aeff

Offset: 0.0000 Aeff

Hochlaufzeit: 0.000 ms

Messzeit: 511.500 ms

Messperioden: 2

Bandbreite: 4000.000 Hz Werte in %

Auswahl der Messfunktion

Einstellungen

Beobachtungsparameter für die Berechnung

Nr	Aktiv	Signal	
1	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r77	SERVO_03.r77: Stromsollwert momentenbildend
2	<input checked="" type="checkbox"/>	SERVO_03.r78[0]	SERVO_03.r78[0]: Stromistwert momentenbildend, Ungeglättet
3	<input type="checkbox"/>		
4	<input type="checkbox"/>		
5	<input checked="" type="checkbox"/>	=Transfer(\$1;\$2)	Stromregler Führungsfrequenzgang (nach Stromsollwertfilter)

Messung 1:

1. Rufen Sie das Fenster „Messfunktion“ im Projekt-Explorer von STARTER auf
2. Wählen sie den Antrieb aus (1FK7 – SERVO_03)
3. Übernehmen Sie die Einstellungen aus der Grafik (Seite 14)
4. Steuerungshoheit holen
5. Antrieb einschalten
6. Messfunktion starten

Das Bode-Diagramm (Amplituden- und Phasengang) wird nach Abschluss aller Berechnungen über den Reiter „Bode Diagramm“ aufgerufen. Mit der Cursorfunktion können kritische Frequenzen erkannt und Messungen vorgenommen werden (ggf. können Filter zur Bedämpfung kritischer Resonanzfrequenzen parametrisiert werden).

Speichern Sie das Bode-Diagramm (Speicherfunktion STARTER oder Screenshot) und drucken Sie es anschließend aus.

Gehen Sie anschließend zurück zum Fenster „Messfunktion“ und stellen Sie die Art der Messfunktion auf „Stromregler Sollwertsprung“ ein. Eine weitere Konfiguration ist nicht notwendig! Starten Sie die Messung

1. Steuerungshoheit holen
2. Antrieb einschalten
3. Messfunktion starten

Die Sprungantwort des Stromreglers auf einen Führungssprung ist unter dem Reiter „Zeitdiagramm“ zu sehen und öffnet sich nach Abschluss der Messung automatisch.

Fragen:

- *Welches Verhalten des Stromregelkreises ist aus dem Verlauf erkennbar?*
- *Wie groß sind Verzugszeit t_u und Ausgleichszeit t_g ? (Tipp: Wendetangente!)*
- *Berechnen Sie die Systemparameter*

Auswertung (Bode-Diagramm):

- *Bis zu welcher Frequenz ist die Soll/Ist - Abweichung im Toleranzbereich ($\pm 3\text{dB}$)?*
- *Wie groß ist die Verstärkung?*
- *Zeichnen Sie das Amplitudenlineal in den Amplitudengang und erläutern Sie dessen Verlauf!*
- *Wie groß sind die Eckfrequenzen?*
- *Berechnen Sie die große Zeitkonstante, sowie die Summenzeitkonstante des Regelkreises!*
- *Wie groß ist die Amplitudenreserve?*
- *Wie groß ist die Phasenreserve?*
- *Ab welcher Frequenz wirkt der IST-Wert dem SOLL-Wert entgegen (Mitkopplung)?*
- *Treffen sie Aussagen zur Stabilität! (Tipp: Betragsmäßige Erhöhungen im Amplitudengang stellen ein Überschwingen im Zeitbereich dar!)*

Hinweis zur Stabilität: Siemens gibt Randbedingungen vor, die einzuhalten sind, damit Stabilität gewährleistet werden kann. Die Phasenreserve sollte bei 30° - 40° liegen, die Amplitudenreserve sollte mindestens als 5dB betragen und Überschwinger sollten nicht größer als 5dB sein. **Berücksichtigen sie diese Vorgaben bei Ihrer Bewertung!**

Nachdem das Verhalten des Stromregelkreises mit Standard-Parametern anhand des Frequenzganges und der Sprungantwort festgehalten wurde, kommt nun die Methode von Ziegler und Nichols zur Anwendung. Das System „Stromregelkreis“ wird dabei an seinen Stabilitätsrand geführt.

Wichtiger Hinweis: Sollte der Stromregelkreis während der folgenden Messungen instabil werden, also fortwährend schwingen, ist unverzüglich die Einspeisung auf dem Steuerpult im Bereich Sinamics S120 abzuschalten. Dadurch wird das System abgeschaltet und es erscheint eine Fehlermeldung, die Sie bestätigen können. Der Fehler muss anschließend am Steuerpult quittiert werden. Danach kann die Einspeisung wieder eingeschaltet werden.

Messung 2:

1. Öffnen im Projekt-Explorer das Unterverzeichnis „Antriebe → Servo_03 → Steuerung/Regelung → Stromregler
2. Eliminieren Sie den I-Anteil des Reglers um sicherzustellen, dass das System über einen Proportional-Regler angeregt wird. (Einstellung 0ms)
3. Erhöhen sie die Proportionalverstärkung des Stromreglers
4. Prüfen Sie das Verhalten anhand einer Sprungantwort mit der „Messfunktion – Stromregler Sollwertsprung“

Hinweis: Die kritische Verstärkung liegt in einem Bereich von $K_{P,krit} = 97 - 100 \frac{V}{A}$. Erhöhen Sie die Verstärkung vorsichtig! Iterationsschritte 0,05 – 0,1 wenn die Stabilitätsgrenze sichtbar wird (langes Einschwingen bedeutet die Stabilitätsgrenze ist fast erreicht).

5. Wenn Sie die Stabilitätsgrenze erreicht haben, notieren Sie die kritische Verstärkung und bestimmen Sie die kritische Periodendauer.
6. Ermitteln Sie die Reglerparameter nach Ziegler und Nichols entsprechend folgender Tabelle

Regler	Verstärkung	Nachstellzeit	Vorhaltezeit
P – Regler	$K_P = 0,50 \cdot K_{P,krit}$	–	–
PI – Regler	$K_P = 0,45 \cdot K_{P,krit}$	$T_N = 0,85 \cdot T_{krit}$	–
PD – Regler	$K_P = 0,55 \cdot K_{P,krit}$	–	$T_V = 0,150 \cdot T_{krit}$
PID – Regler	$K_P = 0,60 \cdot K_{P,krit}$	$T_N = 0,50 \cdot T_{krit}$	$T_V = 0,125 \cdot T_{krit}$

7. Parametrieren Sie den Stromregler mit den ermittelten Werten.
(**ACHTUNG:** K_{Pi} vor T_{Ni} einstellen!!!)

Die Methode nach Ziegler und Nichols verlangt eine empirische Untersuchung und Überprüfung der ermittelten Parameter. Diese Untersuchung soll im Folgenden anhand des Bode-Diagramms durchgeführt werden.

Stellen Sie vor der Überprüfung sicher, dass der Stromregler auf die von Ihnen ermittelten Werte eingestellt ist.

Messung 3:

1. Rufen Sie das Fenster „Messfunktion“ im Projekt-Explorer von STARTER auf
2. Wählen sie den Antrieb aus (1FK7 – SERVO_03)
3. Parametrierung der „Messfunktion“ entsprechend **Messung 1**
4. Steuerungshoheit holen
5. Antrieb einschalten
6. Messfunktion starten

Speichern Sie das Bode-Diagramm (Speicherfunktion STARTER oder Screenshot) und drucken Sie es anschließend aus.

Auswertung:

Überprüfen Sie das Bode-Diagramm auf Stabilität. Wie groß sind Amplituden- und Phasenreserve? Gibt es Überschwinger im Amplitudengang? Ab welcher Frequenz kann der Istwert dem Sollwert nicht mehr folgen? Ab welcher Frequenz wirkt er ihm entgegen (Mitkopplung)? Sind die von Siemens vorgeschriebenen Stabilitätskriterien erfüllt? Wieso kann die Reglerkonfiguration als „zu stark“ eingestellter Regelkreis bezeichnet werden und welche Aussage lässt sich damit für die Reglereinstellung mit Standard-Parametern formulieren? (Bode-Diagramm siehe Vorbereitung)

Messung 4:

Optimieren Sie empirisch Ihre Parameter. Wenn die Parameter die von Siemens geforderten Kriterien erfüllen, beweisen Sie die Erfüllung der Stabilitätsforderungen durch ein Bode-Diagramm entsprechend **Messung 1!**

Gehen Sie anschließend zurück zum Fenster „Messfunktion“ und stellen Sie die Art der Messfunktion auf „Stromregler Sollwertsprung“ ein. Eine weitere Konfiguration ist nicht notwendig! Starten Sie die Messung

1. Steuerungshoheit holen
2. Antrieb einschalten
3. Messfunktion starten

Die Sprungantwort des Stromreglers auf einen Führungssprung ist unter dem Reiter „Zeitdiagramm“ zu sehen und öffnet sich nach Abschluss der Messung automatisch.

Fragen:

- Wie groß sind Verzugszeit t_u und Ausgleichszeit t_g ? (Tipp: Wendetangente!)

Beurteilung der Messergebnisse:

- Erläutern Sie die Auswirkungen eines zu „schlaff“ bzw. zu „stark“ eingestellten Reglers anhand der Bode-Diagramme aus den vorangegangenen Messungen

Die von Ihnen eingestellten, optimierten Parameter des Stromreglers bleiben für die weiteren Messungen eingestellt.

5.2 Regleroptimierung des Drehzahlregelkreises am 1FK7 Antrieb (SERVO_03)

5.2.1 Optimierung nach Ziegler und Nichols

In diesem Versuchsteil wird nun auch der Drehzahlregelkreis durch die Methode von Ziegler und Nichols optimiert. Der Stromregelkreis ist nach dem vorangegangenen Versuchsteil als ideal eingestellt zu betrachten.

Gehen Sie in den Projekt-Explorer:

1. Öffnen Sie das Verzeichnis „Antriebe“
2. Wählen sie den Antrieb 1FK7 (SERVO_03) aus
3. Öffnen sie das Unterverzeichnis „Steuerung / Regelung“
4. Doppelklick auf „Drehzahlregler“
5. Öffnen Sie Im Unterverzeichnis „Inbetriebnahme“ den Punkt „Trace“
6. Konfigurieren Sie die „Trace“-Funktion entsprechend Versuchsteil 4.1

Im Fenster „Drehzahlregler“ ist die Reglerstruktur des Drehzahlreglers dargestellt. Hier können die Proportionalverstärkung und die Nachstellzeit des PI-Reglers individuell angepasst werden.

Vorgehensweise zur Optimierung:

1. Eliminieren Sie den I-Anteil des Reglers um sicherzustellen, dass das System über einen Proportional-Regler angeregt wird. (Einstellung 0ms)
2. Erhöhen sie die Verstärkung so lange bis der Antrieb schwingt (**VORSICHT:** Ab $K_{Pn} = 5$ in Schritten von 0,2 – 0,05 vorgehen!!!)
 - a. Überprüfung mit der Trace-Funktion.
 - b. Steuerungshöhe holen, Antrieb einschalten, Funktionsgenerator starten, Messung starten
3. Wenn Sie die Stabilitätsgrenze erreicht haben, notieren Sie die kritische Verstärkung und bestimmen Sie die kritische Periodendauer.
4. Ermitteln Sie die Reglerparameter nach Ziegler und Nichols entsprechend folgender Tabelle

Regler	Verstärkung	Nachstellzeit	Vorhaltezeit
P – Regler	$K_P = 0,50 \cdot K_{P,krit}$	–	–
PI – Regler	$K_P = 0,45 \cdot K_{P,krit}$	$T_N = 0,85 \cdot T_{krit}$	–
PD – Regler	$K_P = 0,55 \cdot K_{P,krit}$	–	$T_V = 0,150 \cdot T_{krit}$
PID – Regler	$K_P = 0,60 \cdot K_{P,krit}$	$T_N = 0,50 \cdot T_{krit}$	$T_V = 0,125 \cdot T_{krit}$

5. Parametrieren Sie den Drehzahlregler mit den ermittelten Werten. (ACHTUNG: K_{Pn} vor T_{Nn} einstellen!!!)
6. Zeigen Sie die Auswirkungen der Optimierung anhand einer Sprungantwort unter Benutzung der Trace-Funktion und des Funktionsgenerators (Anleitung in Versuchsteil 4.1).



7. Erhöhen Sie die Nachstellzeit auf einen Wert von $T_{Nn} = 10ms$! Was für Auswirkungen sind sichtbar? Ist diese Nachstellzeit günstiger für die Regelung? Begründen Sie Ihre Antwort!
Bewerten Sie die Güte dieser Reglereinstellung!

5.2.2 Automatische Optimierung mit STARTER

In diesem Versuchsteil soll die automatische Optimierung durch das Inbetriebnahmetool STARTER vorgestellt werden. Mit der Funktion „automatische Regleroptimierung“ im Unterverzeichnis „Inbetriebnahme“ wird das System vermessen und Parameter für die Regelkreise ermittelt.

Die automatische Drehzahlreglereinstellung geschieht durch eine Frequenzganganalyse. Zu dieser zählen die Streckenidentifikation mittels FFT-Analyse, ein automatisches Setzen von Filtern im Stromsollwertzweig (zur Bedämpfung von Resonanzen) und eine automatische Einstellung des Reglers (Verstärkungsfaktor K_{Pn} , Nachstellzeit T_{Nn}).

Die folgende Grafik zeigt die notwendigen Einstellungen:

Automatische Reglereinstellung | Messungen | Zeitdiagramm | FFT-Diagramm | Bodediagramm

Regler: **Drehzahlregler**
 Antrieb: **SERVO_03**

Ablauf der Reglereinstellung:

1. Vermessung der Mechanik Teil 1
2. Vermessung der Mechanik Teil 2
3. Identifikation des Stromregelkreises
4. Berechnung der Drehzahlreglereinstellung

Expertenmodus

Bandbreite: **500** Hz
 Parameter Mechanikvermessung (Schritt 1):
 Amplitude: **0.592** Nm
 Mittelungen: **7**
 Offset: **10.000** 1/min

Zum Starten der Berechnung der Reglerparameter gehen Sie bitte in folgenden Schritten vor:

1. Wählen Sie den Antrieb
2. Holen Sie die Steuerungshöheit
3. Wählen Sie den Regler, für den die automatische Einstellung durchgeführt werden soll
4. Schalten Sie den Antrieb ein
5. Starten Sie die Berechnung über das geeignete Toolbaricon

Aktionsfenster

Ergebnis der Drehzahlreglereinstellung:

Parameter	Parametertext	aktueller Wert	berechneter Wert	Einheit
p1400[0]	Drehzahlregelung Konfiguration	3a0H		
p1400[0].3	Referenzmodell Drehzahlsollwert I-Anteil	Aus		
p1414[0]	Drehzahlsollwertfilter Aktivierung	0H		
p1414[0].0	Filter 1 aktivieren	Nein		
p1414[0].1	Filter 2 aktivieren	Nein		
p1441[0]	Drehzahlistwert Glättungszeit	0.000		ms
p1460[0]	Drehzahlregler P-Verstärkung Adaptiondrehzahl unten	0.318		Nms/rad
p1462[0]	Drehzahlregler Nachstellzeit Adaptiondrehzahl unten	10.000		ms
p1656[0]	Stromsollwertfilter Aktivierung	1H		
p1657[0]	Stromsollwertfilter 1 Typ	[1] Tiefpass: PT2		
p1658[0]	Stromsollwertfilter 1 Nenner-Eigenfrequenz	1999.000		Hz
p1659[0]	Stromsollwertfilter 1 Nenner-Dämpfung	0.700		
p1660[0]	Stromsollwertfilter 1 Zähler-Eigenfrequenz	1999.000		Hz
p1661[0]	Stromsollwertfilter 1 Zähler-Dämpfung	0.700		
p1662[0]	Stromsollwertfilter 2 Typ	[1] Tiefpass: PT2		

Optimierte Einstellungen in Antrieb übernehmen? **Werte übernehmen**

Trace **SERVO_03**

Vorgehensweise:

1. Öffnen Sie im Projekt-Explorer den Punkt „Automatische Reglereinstellung“ im Unterverzeichnis „Inbetriebnahme“
2. Wählen sie als Regler „Drehzahlregler“ aus.
3. Wählen sie den Antrieb 1FK7 (SERVO_03) aus.
4. „Steuerungshöhe holen“
5. Schalten Sie den Antrieb ein.
6. Klicken Sie auf den Button „Alle Schritte ausführen“ und beobachten sie die Geräuschpegel und den Bildschirm.

Hinweis: Nach dem Vermessen der Mechanik erscheint ein Fenster mit einem Hinweis, den Sie mit „Ja“ bestätigen müssen. Anschließend führt das Programm die in der Abbildung mit Schritt 3 und 4 bezeichneten Abläufe aus.

WICHTIG: Um die ermittelten Reglerparameter nutzen zu können, müssen sie durch Klick auf den Button „Werte übernehmen“ übernommen werden (unten rechts im Fenster). Beachten Sie bitte, dass sie sich im Online-Betrieb befinden. Die Änderungen sind somit nur im RAM Baustein der CU wirksam und dürfen NICHT in das Programmiergerät geladen werden!! Der RAM-Speicher der CU wird nach erneutem Hochlauf mit den Standardwerten aus seinem ROM belegt. Bitte beachten Sie dies unbedingt, um das vorhandene Basisprogramm nicht zu zerstören!

Bitte überprüfen sie, ob die gewonnenen Parameter in den Antrieb übernommen wurden: (anhand der Werte K_{Pn} und T_{Nn} ersichtlich!)

Zeigen Sie die Auswirkungen der Optimierung anhand einer Sprungantwort unter Benutzung der Trace-Funktion und des Funktionsgenerators (Anleitung wie in Versuchsteil 4.1). Nehmen Sie ebenfalls Sprungantworten für die Nachstellzeiten 5ms und 20ms auf.

→ Projektfenster → Antriebe → Servo_2 → Regelung → Drehzahlregler

Fragen:

- Auf welche Art und Weise wird der Stromregelkreis identifiziert?
- Welchem Zweck dient das PT-2 Tiefpassfilter mit der von STARTER standardmäßig belegten Grenzfrequenz von $f_g=1999\text{Hz}$ und einer Dämpfung von 0,7?
- Wie groß ist An-/Ausregelzeit bei einem Toleranzband von $\pm 2\%$ und die Überschwingweite? (t_{an} , t_{aus} , \ddot{u})
- Diskutieren Sie den Verlauf des Drehzahl-Ist-Wertes
- Beurteilen Sie die Regeltüte dieses Optimierungsverfahrens

Auswertung:

- Vergleichen Sie die Verläufe der Sprungantworten der optimierten Regelung mit denen der standardisierten Reglereinstellung aus Versuchsteil 4.1. Welche Erkenntnisse können bezüglich der Überschwingweite und der An- und Ausregelzeit gewonnen werden?
- Vergleichen Sie die Antwortfunktionen mit denen aus Kapitel 5.2.1. Bewerten sie die empirische Einstellmethode nach Ziegler/Nichols.

5.2.3 Überprüfung des Störverhaltens des Drehzahlregelkreises mit den von STARTER optimierten Reglerparametern

In diesem Versuchsteil werden 3 Störsprungantworten aufgenommen. Öffnen Sie im Projekt-Explorer das Verzeichnis „Inbetriebnahme“ des Antriebs 1FK7 und darin den Punkt „Messfunktion“. Stellen Sie die Art der Messfunktion auf „Drehzahlregler Störgrößen-sprung“. Weitere Einstellungen sind nicht notwendig.

Messung 1:

1. „Steuerungshoheit holen“
2. Antrieb einschalten
3. Starten der Messfunktion! (Zeitverläufe speichern!)

Fragen:

- Wie groß ist die Ausregelzeit t_{aus} der Störung?
- Bewerten sie den Verlauf!

Messung 2:

1. Stellen sie die Nachstellzeit des n -Reglers (Servo_03) auf $T_{Nn} = 20ms$
2. „Steuerungshoheit holen“
3. Antrieb einschalten
4. Starten der Messfunktion! (Zeitverläufe speichern!)

Fragen:

- Wie groß ist die Ausregelzeit t_{aus} der Störung?
- Bewerten sie den Verlauf!

Messung 3:

1. Stellen sie die Nachstellzeit des n -Reglers (Servo_03) auf $T_{Nn} = 5ms$
2. „Steuerungshoheit holen“
3. Antrieb einschalten
4. Starten der Messfunktion! (Zeitverläufe speichern!)

Fragen:

- Wie groß ist die Ausregelzeit t_{aus} der Störung?
- Bewerten sie den Verlauf!

Auswertung:

- Wie beeinflusst die Nachstellzeit das Regelverhalten des Antriebs für Stör- und Führungsgrößen?
- Welcher Zusammenhang besteht zwischen gutem Führungs- und Störverhalten?
- Ist der von STARTER ermittelte Wert für die Nachstellzeit optimal? Begründen sie ihre Antwort!

6 Messungen mit dem Oszilloskop (optional)

Um auch mit dem Oszilloskop Messungen durchführen zu können, wurden 3 BNC-Messbuchsen auf den Steuerpult integriert und mit dem TM31 Ein-/Ausgabe Modul verbunden. Damit diese Buchsen auch Signale führen können, müssen Sie in STARTER mit dem jeweiligen Signal verknüpft werden. Dabei kann der Benutzer in STARTER jedes beliebige Signal verwenden. Um den zeitlichen Rahmen nicht zu sprengen, wurde diese Verknüpfung bereits vorgenommen.

Hinweis:

Die Messungen werden ausschließlich am 1FK7 Antrieb (SERVO_03) durchgeführt.

Nehmen Sie das Antriebssystem in Betrieb.

1. *Einspeisung mittels Schlüssel freischalten (Bitte an den wissenschaftlichen Mitarbeiter oder den betreuenden Professor wenden!)*
2. *Hauptschalter am SINAMICS Schaltschrank einschalten (Drehschalter linke Seite)*
3. *„Hauptschütz – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten*
4. *„Einspeisung – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten*
5. *„Betrieb – EIN/AUS“ am Steuerpult im Bereich Sinamics S120 einschalten*
6. *„Freigabe EIN/AUS“ auf dem Steuerpult im Bereich 1FK7 einschalten (auf anfängliche Mittelstellung des Motorpotentiometers achten!)*

. Überprüfen Sie anschließend die Einstellungen des Oszilloskops!

Messung 1:

- *Der Hochlaufgeber ist überbrückt („Hochlaufgeber – EIN/AUS“ ausgeschaltet)*
- *Bringen Sie den Antrieb auf Nenndrehzahl $n_{Nenn} = 3000$ U/min.*
- *Prüfen Sie den Trigger und die Einstellungen des Oszilloskops!*
- *Nehmen Sie einen Sollwertsprung von $n_{Nenn} = 3000$ U/min auf $n = -3000$ U/min durch Betätigen des Kippschalters „Drehrichtungsumkehr“ auf dem Steuerpult auf.*
- *Messen sie die verstrichene Zeit Δt des Drehzahl-IST-Wertes bis zum Erreichen der negativen Drehzahl mit dem Cursor.*
- *Speichern Sie das Oszillogramms auf dem zur Verfügung gestellten USB-Stick*

Messung 2:

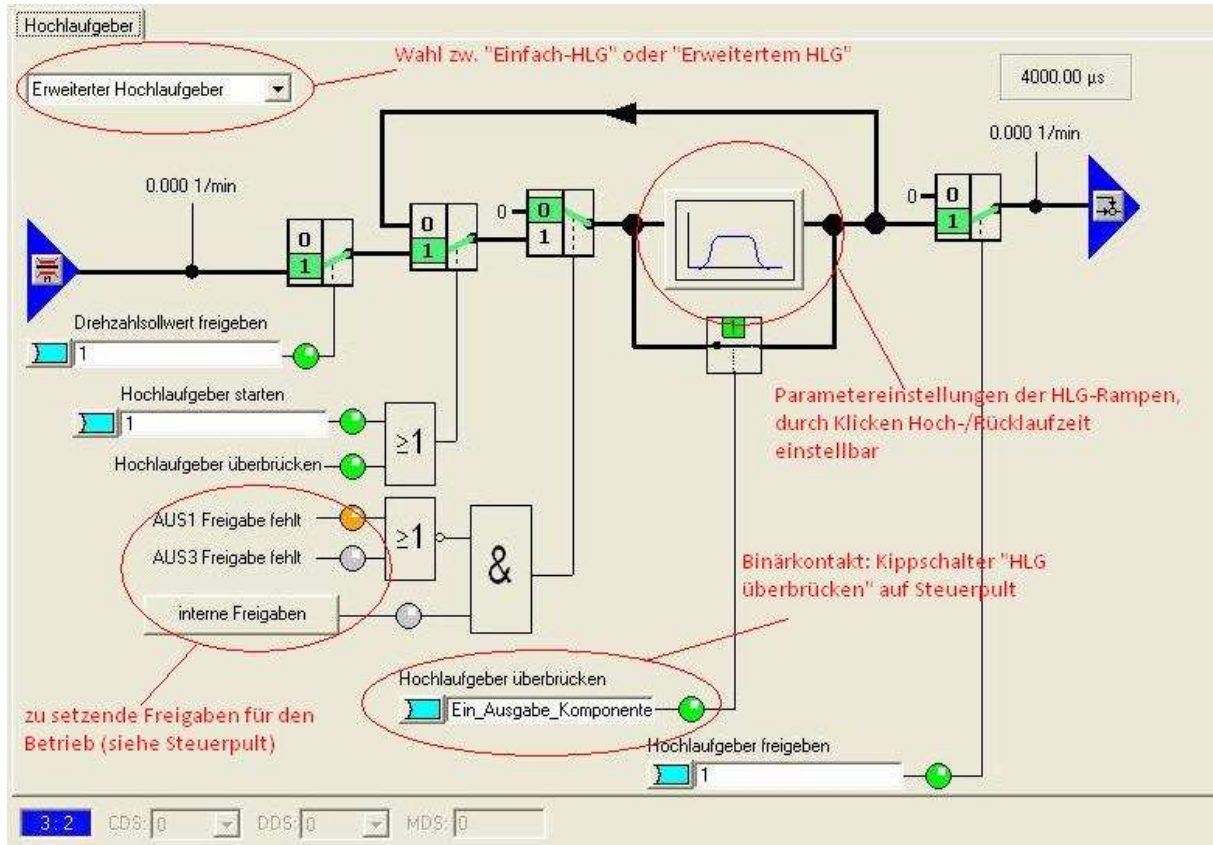
Öffnen Sie im Projekt-Explorer das Verzeichnis des 1FK7-Antriebs (SERVO_03). Im Unterverzeichnis „Sollwertkanal“ ist der Punkt „Hochlaufgeber“ zu finden.

1. *Öffnen Sie das Unterverzeichnis „Sollwertkanal“*
2. *Öffnen Sie den Punkt „Hochlaufgeber“*

Im geöffneten Fenster des Hochlaufgebers sind verschiedene Verknüpfungen zur Freigabe des Hochlaufgebers zu sehen, die nicht zu verändern sind.

Durch einen Klick auf das Hochlaufgebersymbol öffnet sich ein Fenster in dem das Verhalten des Hochlaufgebers eingestellt werden kann.

Die Anfangs- sowie Endverundungszeiten werden nicht verändert und bleiben bei 10ms. Die Einstellungen der Hoch- und Rücklaufzeit sind den Messanleitungen zu entnehmen.



WICHTIG: auch für die Messungen am Oszilloskop muss sich STARTER im Online-Betrieb befinden, ansonsten sind die eingestellten Werte nicht wirksam.

- Stellen Sie als Parameter für die Hochlaufgeber-Rampen eine Zeit von $T=1,0s$ ein.
- „Hochlaufgeber – EIN/AUS“ im Bereich 1FK7 einschalten
- Bringen Sie den Antrieb auf Nenndrehzahl $n_{Nenn} = 3000 \text{ U/min}$.
- Prüfen sie den Trigger und die Einstellungen des Oszilloskops!
- Nehmen Sie einen Sollwertsprung von $n_{Nenn} = 3000 \text{ U/min}$ auf $n = -3000 \text{ U/min}$.
- Messen sie die verstrichene Zeit Δt des Drehzahl-IST-Wertes bis zum Erreichen der negativen Drehzahl mit dem Cursor.
- Speichern Sie das Oszillogramms auf dem zur Verfügung gestellten USB-Stick

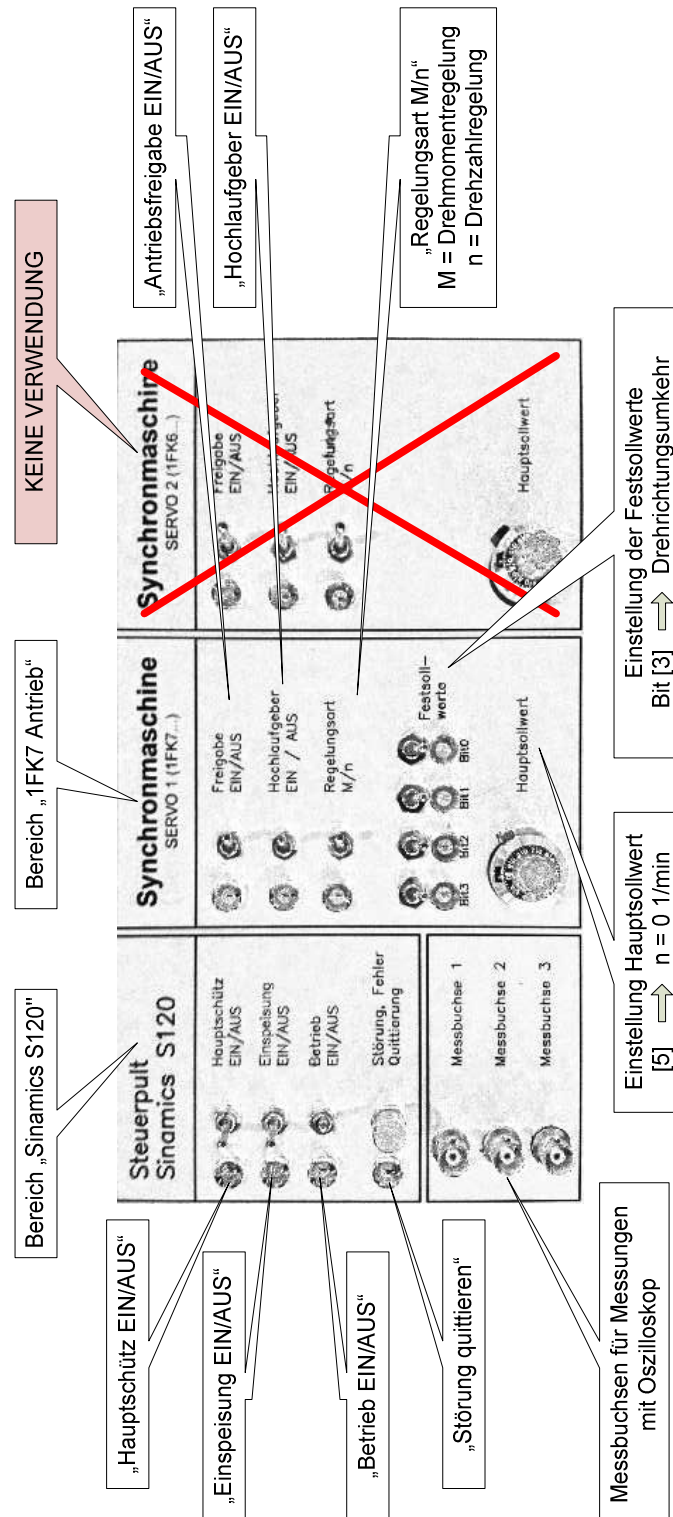
Messung 3:

- Stellen Sie als Parameter für die HLG-Rampen eine Zeit von $T=2,5ms$ ein.
- „Hochlaufgeber – EIN/AUS“ im Bereich 1FK7 einschalten
- Bringen Sie den Antrieb auf Nenndrehzahl $n_{Nenn} = 3000 \text{ U/min}$.
- Prüfen sie den Trigger und die Einstellungen am Oszilloskop!
- Nehmen Sie einen Sollwertsprung von $n_{Nenn} = 3000 \text{ U/min}$ auf $n = -3000 \text{ U/min}$.
- Messen sie die verstrichene Zeit Δt des Drehzahl-IST-Wertes bis zum Erreichen der negativen Drehzahl mit dem Cursor.
- Speichern Sie das Oszillogramms auf dem zur Verfügung gestellten USB-Stick

Auswertung:

- In welchen Fällen wird allgemein ein Hochlaufgeber verwendet? Warum ist er in vielen Anwendungen notwendig?
- Welchen Nachteil hat ein HLG mit einer zu großen Zeitkonstanten?
- Welche Zeit sollte für ein optimales Ergebnis ohne Dynamikverlust als Hoch- bzw. Rücklaufzeit der Rampen gewählt werden?

7 ANHANG A: Aufbau des Steuerpults



A.4. Musterlösung zum Praktikumsversuch ASP3

2.2 Vorbereitung – Analyse von Bode-Diagrammen

Als Vorbereitung für den Versuch ASP3 – Synchronservomaschine soll zur Vorbereitung das gegebene Bode-Diagramm gemäß Aufgabenstellung analysiert werden.

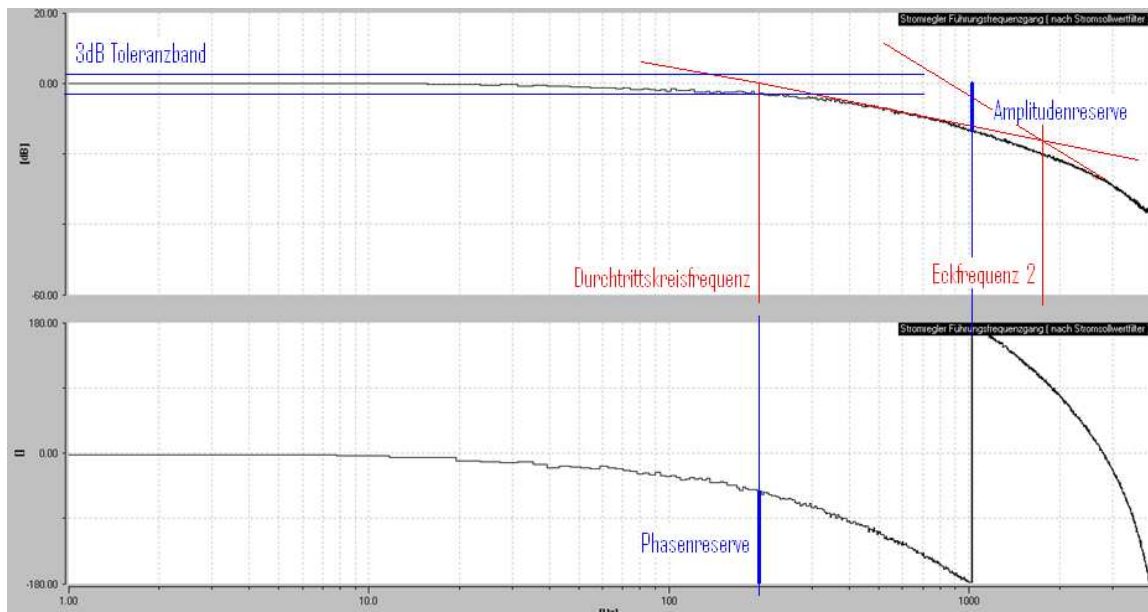


Abbildung 1 - Bode-Diagramm des geschlossenen Stromregelkreises

Für den Amplitudengang des Bode-Diagramms wird ein Toleranzband definiert, das angibt bis zu welcher Frequenz der Istwert dem Sollwert folgt.

$$\epsilon \stackrel{!}{\cong} \pm 3 \text{ dB}$$

Idealerweise soll der Amplitudengang bis zu möglichst hohen Frequenzen innerhalb dieser Grenzen bleiben. Es folgt

$$\log \left\{ \frac{\text{Istwert}}{\text{Sollwert}} \right\} \leq 3 \text{ dB}$$

Beim Durchtritt des Amplitudengangs durch diese Grenze wird die sogenannte Durchtrittskreisfrequenz ω_D abgelesen.

$$\omega_D = 200 \text{ Hz}$$

Im Phasengang des Bode-Diagramms wird bei der Durchtrittskreisfrequenz die Phasenreserve abgelesen φ_R abgelesen. Sie stellt die Differenz der aktuellen Phasenlage zur maximalen Phasenlage von 180° dar und beträgt im vorliegenden Fall

$$\varphi_R \cong 110^\circ$$

Die Amplitudenreserve des Regelkreises wird an dem Punkt abgelesen, an dem es zur sogenannten Mitkopplung kommt. Bei der Mitkopplung wirkt der Istwert dem Sollwert entgegen. Die Grenze zur Mitkopplung ist somit an dem Punkt abzulesen, an dem der Istwert dem Sollwert entgegenwirkt. Dieser Punkt liegt bei einer Phasenreserve von $\varphi_R = 0^\circ$, also bei 180° Phasendrehung vor.

$$A_R \cong 13 \text{ dB}$$

Mit den aus dem Bode-Diagramm gewonnenen Parametern lässt sich eine Aussage über die Qualität der Regelung machen. Die Qualität der Regelung wird als Regelgüte bezeichnet. Die Werte der Phasen- und Amplitudenreserve definieren dabei das Verhalten der Regelung. Für gutes Führungsverhalten sieht die Theorie eine Phasenreserve von ca. 60° vor. Gutes Störverhalten liegt bei einer Phasenreserve von ca. 30° vor. Neben diesen aus der Theorie folgenden Kriterien schreibt Siemens eigene spezifische Kriterien vor, die erfüllt sein sollten, um eine stabile Regelung zu gewährleisten. Nach der Dokumentation des Sinamics S120 Systems sind folgende Randbedingungen zu beachten:

- Die Phasenreserve sollte für eine optimale Regelung einen Wert von $\varphi_R \cong 30^\circ - 40^\circ$ haben
- Die Amplitudenreserve sollte für eine optimale Regelung einen Wert von $A_R \geq 5 \text{ dB}$ haben
- Der Amplitudengang sollte keine Überschwinger mit einer Höhe von $\ddot{U} \geq 5 \text{ dB}$ aufweisen

Der vorliegende geschlossene Regelkreis kann als zu schwach eingestellt bezeichnet werden. Die Proportionalverstärkung des PI-Stromreglers kann noch deutlich erhöht werden um den Amplitudengang anzuheben und damit die Durchtrittskreisfrequenz zu erhöhen. Diese Erhöhung bewirkt ein verbessertes dynamisches Verhalten des Regelkreises. Insgesamt weist das Bode-Diagramm zwei Eckfrequenzen auf. Die erste Eckfrequenz entspricht der Durchtrittskreisfrequenz ω_D .

$$\omega_1 = \omega_D \cong 200 \text{ Hz}$$

Die zweite Eckfrequenz beträgt

$$\omega_2 \cong 1700 \text{ Hz}$$

Mit Grundlage dieser Eckfrequenzen kann festgestellt werden, dass der Amplitudengang ab Eckfrequenz ω_1 um ca. $20 \frac{\text{dB}}{\text{DEK}}$ und ab Eckfrequenz ω_2 um etwa $40 \frac{\text{dB}}{\text{DEK}}$ abfällt. Es handelt sich damit näherungsweise um PT2-Verhalten.

3 Inbetriebnahme der 1FK7 Maschine

Im Rahmen des ersten praktischen Versuchsteils soll die Synchronservomaschine 1FK7 mit Hilfe des Steuerpultes am Maschinenstand in Betrieb genommen werden. Anhand der Versuchsbeschreibung wurde die Einschaltkette durchlaufen und die Maschine zum Drehen gebracht.

Es lässt sich beobachten, dass die Maschine auch mit den Standard Reglerparametern sehr schnell hochläuft. Auch Drehzahlsprünge auf die Nenndrehzahl von 3000 min^{-1} werden schnell ausgeführt. Durch diese hohe Dynamik hört es sich an, als wenn die Maschine schlagartig anläuft. Durch Zuschalten des Hochlaufgebers kann dieser akustische Schlag verringert werden. Durch die Hochlauframpe werden das Anlaufmoment und damit einhergehend auch der Anlaufstrom verringert. Die Hochlaufzeit erhöht sich entsprechend.

4 Messungen mit dem Inbetriebnahme-Tool STARTER

Im Folgenden wird die Auslegung der Regelung betrachtet. Es handelt sich dabei um eine Kaskadenregelung. Die innere Kaskade der Regelungsstruktur ist der Stromregelkreis. Die überlagerte Kaskade ist der Drehzahlregelkreis. Untersucht werden im folgenden Teil des Versuchs die Auslegung der Regler durch die Methode von Ziegler und Nichols und die automatische Optimierung des Drehzahlregelkreises mit Starter.

4.1 Aufnahme Drehzahlsollwertsprung $\Delta n = 30 \text{ min}^{-1}$ – 1FK7 (SERVO_03)

Untersucht wird das Verhalten des Antriebssystems auf eine sprungförmige Anregung mit einer Führungsgröße. Als Anregung soll dabei ein Drehzahlsollwertsprung von 100 min^{-1} ausgeführt werden.

Im Inbetriebnahme-Tool STARTER wird die sogenannte *Trace*-Funktion entsprechend der Aufgabenstellung parametrisiert. Anschließend kann mit Hilfe des internen Funktionsgenerators eine sprungförmige Anregung auf das System gegeben werden. STARTER gibt mehrere Sprünge auf das System und berechnet daraus eine optimale Darstellung. Die resultierenden Zeitverläufe werden in der *Trace*-Funktion unter dem Reiter *Zeitfunktion* dargestellt.

Die Sprungantwort auf einen Führungssprung des Drehzahlregelkreises ist in Abbildung 2 auf der folgenden Seite dargestellt. Die Überschwingweite \ddot{U} , Anregelzeit t_{an} und Ausregelzeit t_{aus} sind in der Abbildung markiert.

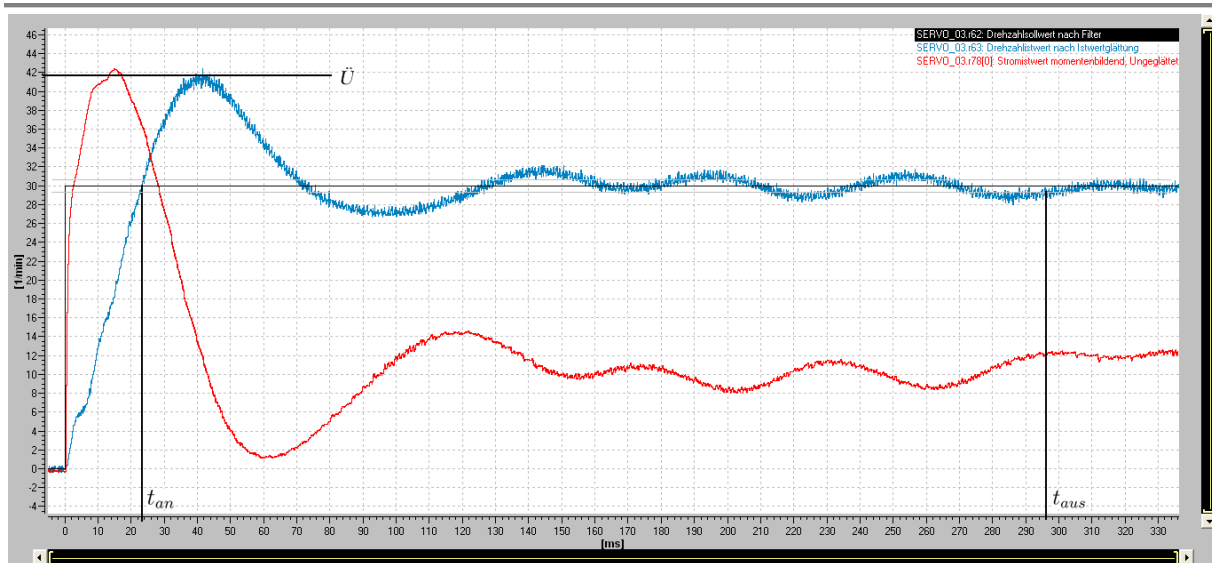


Abbildung 2 - Führungsprung Drehzahlregelkreis mit Standard-Parametern

Aus der Sprungantwort des Systems ergeben sich folgende charakteristische Merkmale:

$$\ddot{U} \cong 39\%$$

$$t_{an} \cong 23 \text{ ms}$$

$$t_{aus} \cong 296 \text{ ms}$$

Aus Abbildung 2 ist ersichtlich, dass das System stabil ist und stationäre Genauigkeit aufweist. Der I-Anteil des PI-Reglers sorgt dafür, dass es zu keinerlei Regelabweichung führt. Weiterhin ist zu erkennen, dass das System eine relativ lange Anregel- und Ausregelzeit besitzt.

Da es sich um einen hochdynamischen Antrieb handelt, kann die Regelung noch optimiert und die damit erzielte Regelgüte verbessert werden.

4.2 Störverhalten des 1FK7 – Antriebs (Servo_03) mit Standard-Reglerparametern

Anhand eines Störsprungs soll das Ausregelverhalten des Antriebs auf Störungen betrachtet und analysiert werden.

Mit der Messfunktion von STARTER wird durch eine eigene Routine das Störverhalten des Antriebs untersucht. Über den Funktionsgenerator wird das System mit einer sprungförmigen Störung belastet. Das System reagiert mit einem Drehzahleinbruch, der möglichst schnell durch den Regler ausgeglichen wird.

Abbildung 3 auf der folgenden Seite zeigt die Störsprungantwort des Systems.

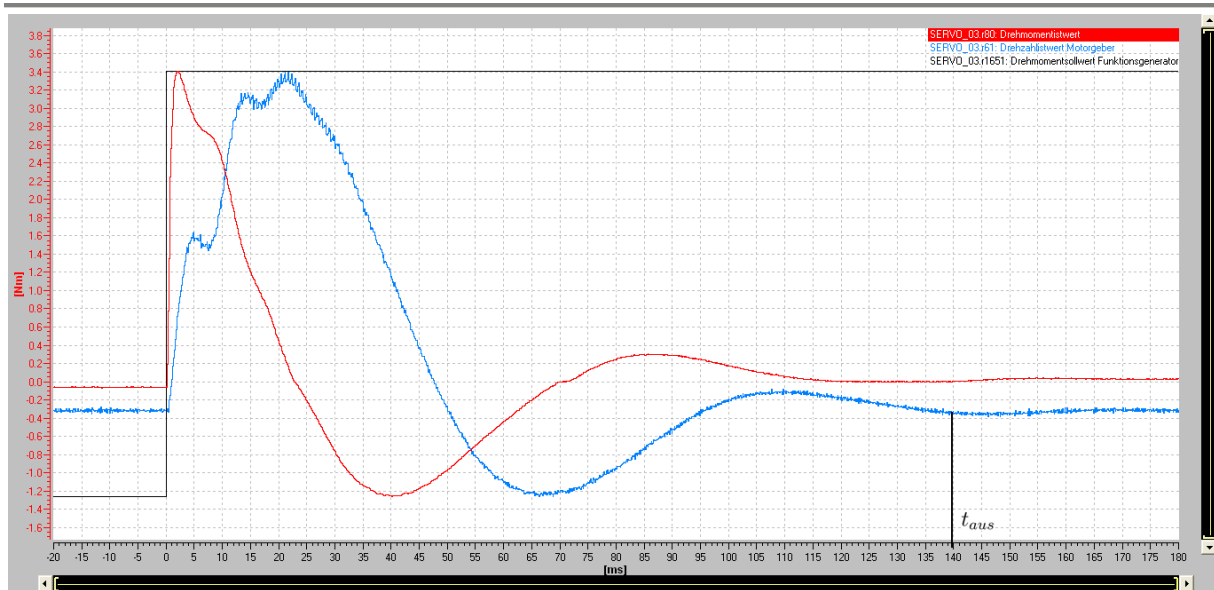


Abbildung 3 - Störsprungantwort des Systems mit Standard-Reglerparametern

Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die Störung nach ca. 139ms ausgeglet ist.

$$t_{aus} \cong 139 \text{ ms}$$

Auch das Störverhalten des Antriebs ist noch nicht optimal. Die Ausregelzeit der Störung ist mit ca. 139 ms relativ lang. Durch Optimierung der Reglerparameter kann das Störverhalten noch optimiert werden.

5 Optimierung der Regelung

Im Versuchskapitel Optimierung der Regelung soll die Regelung der untersuchten Antriebsmaschine anhand der praxisnahen Methode von Ziegler und Nichols schrittweise optimiert werden.

Bei der Methode von Ziegler und Nichols handelt es sich um eine empirische Einstellmethode. Das zu dimensionierende System muss schwingungsfähig sein und es muss sichergestellt werden, dass das System auch im Bezug auf Betriebssicherheit zum Schwingen gebracht werden darf.

Die Vorgehensweise dieser Methode sieht vor, dass das System P-förmig angeregt wird. Das bedeutet, dass der I-Anteil des PI-Reglers eliminiert werden muss und das System mit einem Führungssprung angeregt wird. Die Eliminierung des I-Anteils wird dadurch erreicht, dass die Nachstellzeit T_N des PI-Reglers auf 0 ms gesetzt wird. Ist der Regler derart konfiguriert, wird Schrittweise die Reglerverstärkung erhöht und das System nach jeder Erhöhung sprungförmig angeregt. Die Sprungantwort des Systems wird dabei nach jeder Erhöhung überprüft.

Die Verstärkung, bei der das System eine gleichförmige Schwingung als Sprungantwort liefert, wird als kritische Verstärkung $K_{P,krit}$ bezeichnet. Die Periodendauer T_{krit} mit der diese Schwingung auftritt nennt sich kritische Periodendauer. Sind die kritischen Parameter bestimmt können die empirisch ermittelten Daten anhand der in der Aufgabenbeschreibung gegebenen Tabelle in die entsprechenden Reglerparameter umgerechnet werden. Abschließend fordert die Methode noch die empirische Überprüfung der ermittelten Parameter und gegebenenfalls deren Anpassung.

5.1 Optimierung des Stromreglers mit der Methode von Ziegler und Nichols

Im ersten Schritt wird der Stromregelkreis mit der Methode von Ziegler und Nichols ausgelegt. Das System wird zum Schwingen angeregt. Abbildung 4 zeigt den Führungsfrequenzgang des Systems mit den Standard Reglerparametern von STARTER.

Messung 1:

$$K_{Pi} = 19,84 \frac{V}{A}$$

$$T_{Ni} = 4 \text{ msec}$$

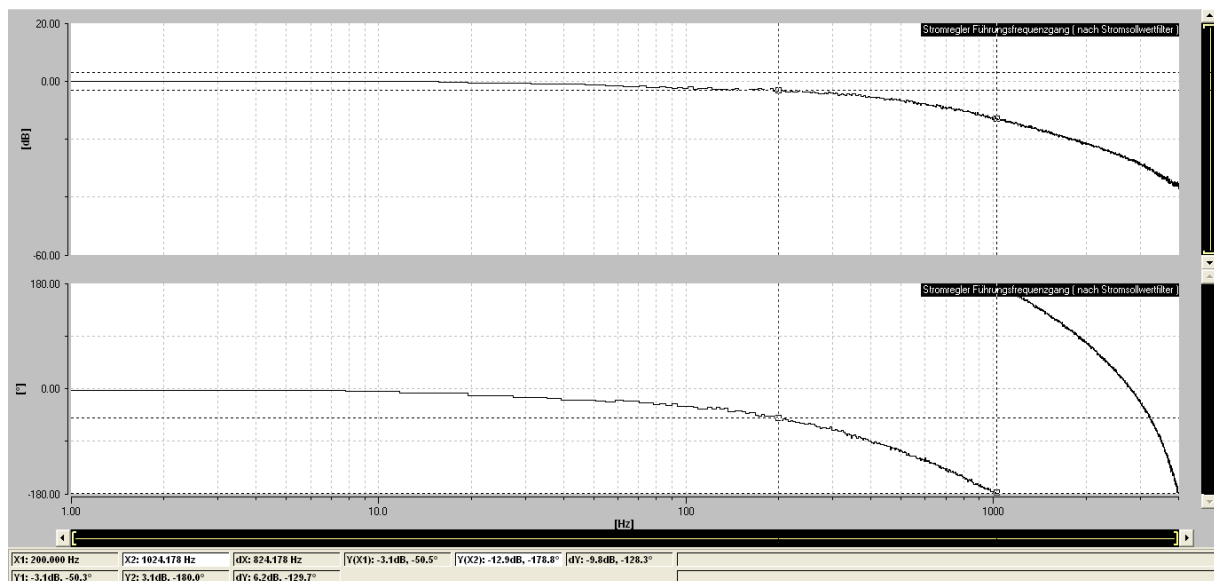


Abbildung 4 - Frequenzgang des Stromregelkreises

Aus dem Bode-Diagramm können folgende Kennwerte ermittelt werden:

$$\varphi_R \cong 130^\circ$$

$$A_R \cong 12,9 \text{ dB}$$

$$\omega_D \cong 200 \text{ Hz}$$

Amplituden- und Phasenreserve sind relativ hoch, sodass der Regler stärker eingestellt werden kann um die Regelung zu optimieren.

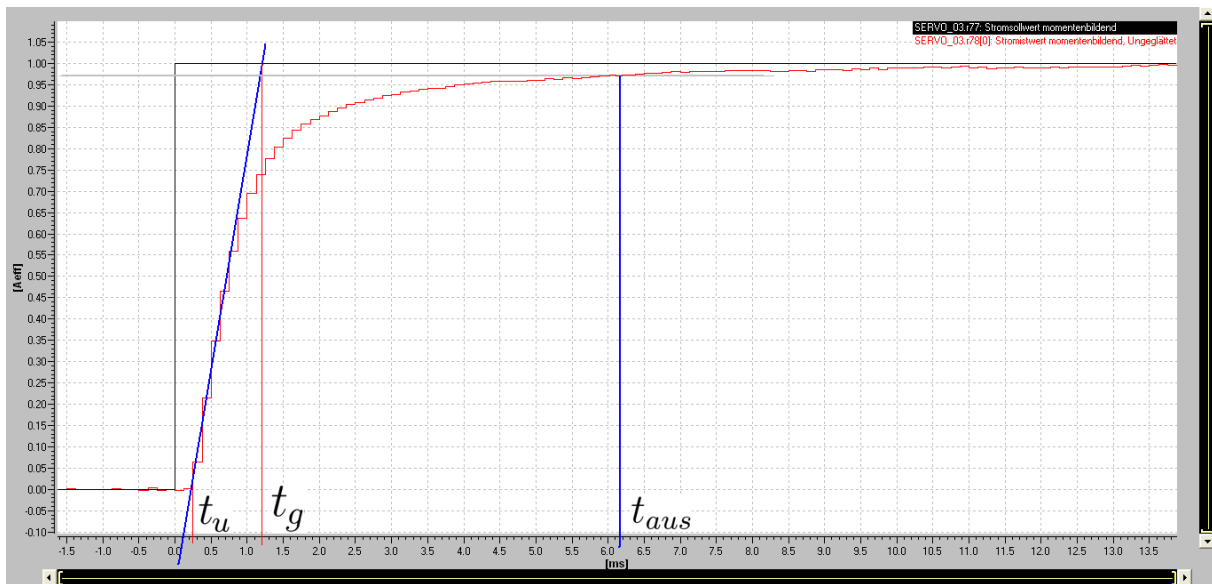


Abbildung 5 - Führungssprungantwort des Stromregelkreises mit Standard-Parametern

In Abbildung 1 ist die Sprungantwort des Stromregelkreises auf einen Führungssprung zu sehen. Aus dem Bode-Diagramm gemäß Abbildung 4 ist bekannt, dass es sich um ein PT2-Verhalten handelt. Das System weist keinerlei Überschwinger auf, wodurch auf eine Dämpfungskonstante von $\vartheta \geq 1$ geschlossen werden kann. Daraus folgt eine relativ lange Ausregelzeit von $t_{aus} \cong 6,2 \text{ ms}$. Im weiteren Verlauf des Versuchs soll diese Zeit durch die Optimierung der Reglerkonfiguration deutlich verkürzt werden.

Die Verzögerungszeit des Systems beläuft sich auf $t_u \cong 0,25 \text{ ms}$

Die Ausgleichszeit des Systems beläuft sich auf $t_g \cong 1,2 \text{ ms}$

Damit folgt für die Systemparameter

$$T_{tot} = 0,25 \text{ ms} \qquad T_S = 1,2 \text{ ms} \qquad K_S = 1$$

Bei einem Toleranzband von $\pm 3 \text{ dB}$ ist die Soll/Ist- Abweichung des Amplitudengangs (gemäß Abbildung 4) bis zu einer Frequenz von 200 Hz innerhalb des Toleranzbereichs. Die Frequenz, bei der die Toleranzbreite verlassen wird, wird als Durchtrittskreisfrequenz bezeichnet. Es folgt

$$\omega_D = 200 \text{ Hz}$$

Die Systemverstärkung beträgt $K_S = 1$. Das folgt aus der Betrachtung des Frequenzganges des geschlossenen Regelkreises. Der Regler bildet den Frequenzgang der Strecke im optimalen Fall invers nach.

Durch diese inverse Nachbildung wird der Amplitudengang bis zu möglichst hohen Frequenzen auf dem Wert 1, also bei 0 dB gehalten.

Durch das Einzeichnen des Amplitudenlineals kann auf das Verhalten des Systems geschlossen werden. Die Steigung des Amplitudengefälles lässt eine Aussage über das Systemverhalten zu.

Im Bode-Diagramm gemäß Abbildung 4 ist ab der Durchtrittskreisfrequenz ω_D ein Amplitudenabfall von ca. $20 \frac{dB}{DEK}$ zu erkennen. Ab der zweiten Eckfrequenz ω_2 ist ein Abfall von ca. $40 \frac{dB}{DEK}$ zu erkennen. Das ist ein typischer Amplitudenverlauf eines PT2-Systems.

Für die Eckfrequenzen folgt aus Abbildung 4:

$$\omega_1 = \omega_D \cong 200 \text{ Hz} \qquad \omega_2 \cong 1017 \text{ Hz}$$

Die Zeitkonstanten des Systems können aus den Eckfrequenzen berechnet werden. Es gilt:

$$T_1 = \frac{1}{\omega_D} = \frac{1}{200 \text{ Hz}} = 5 \text{ ms} \qquad T_2 = \frac{1}{\omega_2} = \frac{1}{1017 \text{ Hz}} = 983,3 \mu\text{s}$$

Die Zeitkonstante T_1 wird als große Zeitkonstante bezeichnet, die Konstante T_2 ist die Summenzeitkonstante. Unter Summenzeitkonstante ist dabei ein PT1-Ersatzglied zu verstehen, in dem alle systemrelevanten, kleinen Zeitkonstanten zusammengefasst sind.

Das System weist ab der Eckfrequenz ω_2 eine Mitkopplung auf. Die Phase dreht bei dieser Frequenz (φ überschreitet 180°) und der Istwert wirkt dem Sollwert entgegen.

Die Regelung ist stabil, hat jedoch kein ausreichend gutes Verhalten auf Störungen, da die Phasenreserve deutlich größer ist als die von Siemens vorgeschriebenen 30° - 40° . Auch die Amplitudenreserve ist deutlich größer als die Minimalreserve von 5dB die Siemens vorgibt. Die Regelgüte ist mit diesen Parametern nur mäßig und eine Optimierung ist sinnvoll.

Messung 2:

Bei Messung zwei wird der I-Anteil des PI-Reglers eliminiert und die Verstärkung so lange erhöht bis das System kontinuierlich schwingt.

Als Kritische Parameter wurden die folgenden Werte bestimmt:

$$K_{P,krit} = 97.3 \qquad T_{krit} = 1 \text{ ms}$$

Aus der in der Aufgabenstellung gegebenen Tabelle ergeben sich folgende Parameter für den PI-Stromregler.

$$K_{Pi} = 43,79 \frac{V}{A} \quad T_{Ni} = 0,85 \text{ ms}$$

Nach der Bestimmung dieser Parameter muss nun deren Gültigkeit geprüft werden.

Messung 3:

Im Folgenden werden die ermittelten Parameter, wie die Methode von Ziegler und Nichols vorschreibt, anhand des Bode-Diagramms auf Tauglichkeit überprüft.

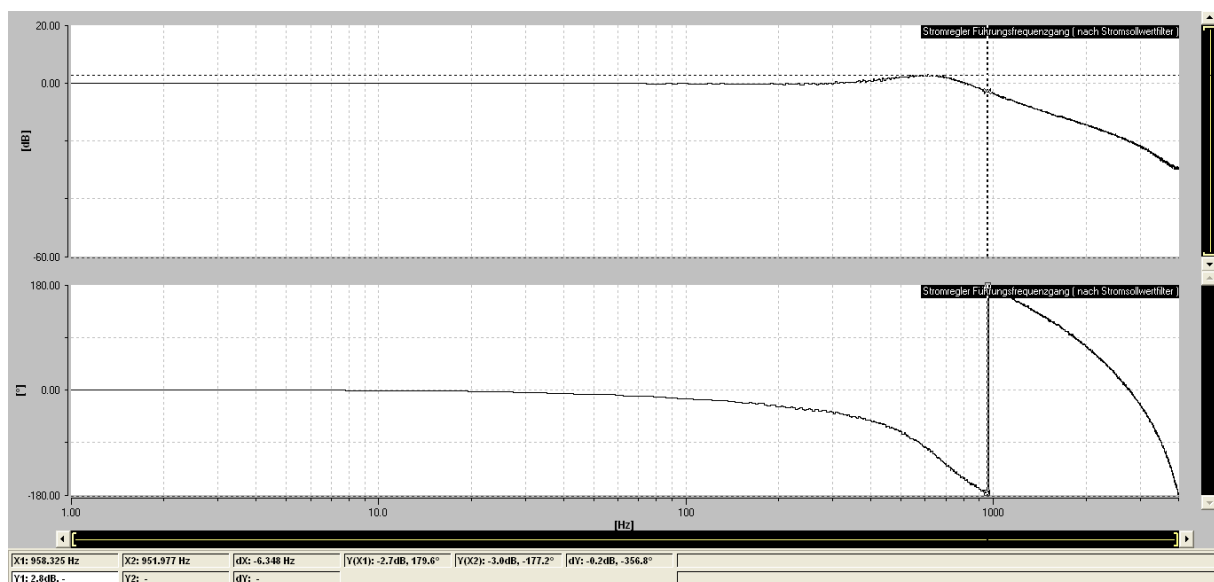


Abbildung 6 - Bode-Diagramm der ermittelten Z+N – Parameter

Aus Abbildung 6 gehen folgende Resultate hervor:

$$A_R \cong 2,7 \text{ dB} \quad \varphi_R \cong 2,8^\circ \quad \ddot{U} \cong 2,8 \text{ dB}$$

Aus diesen Ergebnissen geht hervor, dass sich die ermittelten Parameter nicht mit den von Siemens geforderten Kriterien decken. Phasen- und Amplitudenreserve sind deutlich kleiner, als die Kriterien verlangen. Die Parameter müssen empirisch an die Kriterien einer garantiert stabilen Regelung, die Siemens vorgibt, angepasst werden. Diese Reglerkonfiguration wird als „zu stark“ eingestellt bezeichnet.

Messung 4:

Die Parameter nach der Methode von Ziegler und Nichols werden dahingehend angepasst, dass sie die von Siemens definierten Kriterien erfüllen. Zur Erinnerung sei hier auf die Zusammenfassung der Kriterien gemäß Seite 2 verwiesen.

Um die Überhöhung des Amplitudengangs zu eliminieren muss der Proportionalanteil des Reglers verringert werden. Eine Erhöhung der Nachstellzeit sorgt für eine kürzere Ausregelzeit bei Führungsgrößensprüngen.

Als optimale Einstellung des Reglers wurden folgende Parameter ermittelt:

$$K_{pi} = 36,3 \frac{V}{V} \quad T_{Ni} = 1ms$$

Es ergibt sich das folgende Bode-Diagramm

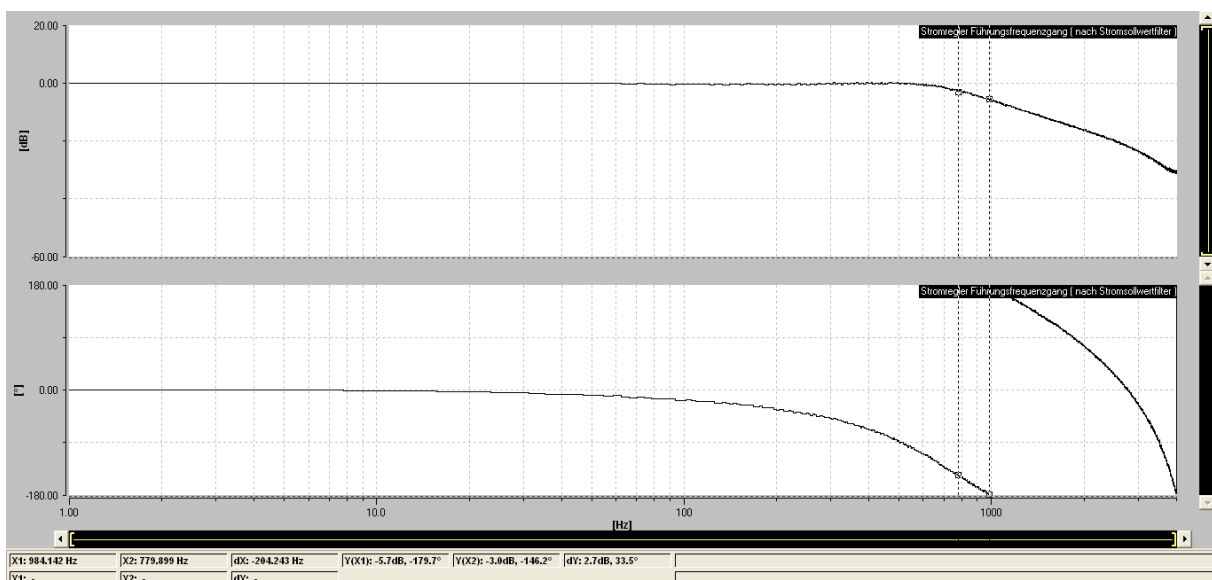


Abbildung 7 - Bode-Diagramm mit den optimierten Z+N Parametern

Mit den optimierten Parametern stellen sich die Resultate folgendermaßen dar:

$$A_R \cong 5,7 \text{ dB} \quad \varphi_R \cong 33,8^\circ \quad \ddot{U} \cong 0,0 \text{ dB}$$

Diese Werte sind entsprechend der Vorgaben von Siemens als optimale Einstellung zu betrachten. Das System weist keine Überhöhungen im Amplitudengang auf, was dazu führt, dass Extreme Überschwinger vermieden werden. Um eine Aussage über das Führungsverhalten treffen zu können, wird eine Sprungantwort auf einen Sollwertsprung aufgenommen.

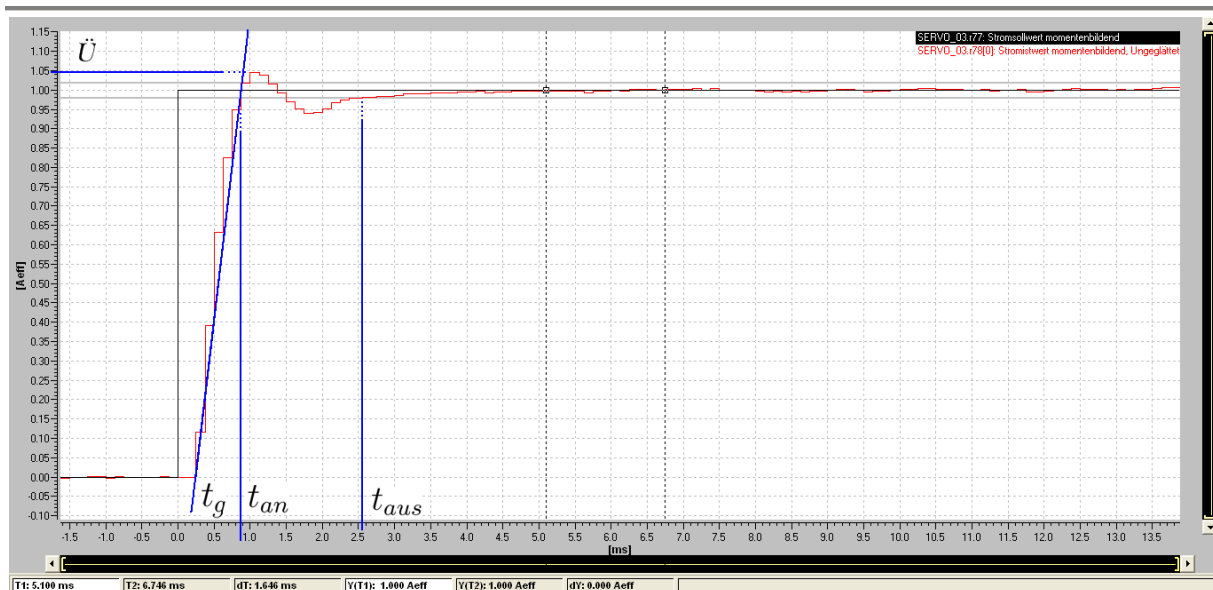


Abbildung 8 - Führungssprung Stromregelkreis mit optimierten Z+N Parametern

Es stellen sich folgende charakteristische Merkmale ein:

$$\ddot{U} \cong 4,5\% \quad t_{an} \cong 0,87 \text{ ms} \quad t_{aus} \cong 2,55 \text{ ms} \quad t_g \cong 0,67 \text{ ms}$$

Im Vergleich zur Messung mit Standardparametern gemäß Abbildung 5 ist deutlich zu erkennen, dass der Stromregelkreis deutlich schneller arbeitet. Die Ausgleichzeit t_g konnte auf ca. die halbe Größe reduziert werden. Die Sprungantwort weist ein leichtes Überschwingen von ca 4,5% auf. Die Ausregelzeit konnte von ursprünglich ca. 6,25 ms deutlich verkürzt werden. Da es sich bei der Verzugszeit um die Differenz aus Anregelzeit t_{an} und Ausgleichszeit t_g handelt, kann sie einfach berechnet werden. Damit folgt für

$$t_u = t_{an} - t_g = 0,87 - 0,67 = 0,2 \text{ ms}$$

Es ist deutlich die Verbesserung des Regelungsverhaltens zu erkennen. An- und Ausregelzeit konnten deutlich verbessert werden.

Ein zu schlaff ausgelegter Regler hat eine sehr große Phasenreserve, was dazu führt, dass das System sehr stark bedämpft wird. Der Regler reagiert träge auf Führungssprünge und der Regelkreis hat eine hohe Ausregelzeit. Ein zu stark eingestellter Regler hat eine sehr kleine Phasenreserve. Er reagiert zu stark auf Führungsgrößen und weist starke Überschwinger auf. Ein zu stark eingestellter Regler neigt zu Instabilität.

Die durch die Methode von Ziegler und Nichols ermittelten Parameter liefern als Resultat einen zu stark eingestellten Regelkreis. Die Standard Parametrierung von Starter entspricht einer zu schlaffen Einstellung. Die optimierten Ziegler und Nichols Parameter stellen eine ideale Einstellung des Stromreglers dar und werden für alle weiteren Messungen beibehalten.

5.2 Regleroptimierung des Drehzahlregelkreises am 1FK7 Antrieb

5.2.1 Optimierung nach Ziegler und Nichols

Die Vorgehensweise der Auslegung entspricht der des Stromregelkreises. Für den Drehzahlregelkreis ergeben sich die folgenden kritischen Parameter:

$$K_{P,krit} = 6,3 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \quad T_{krit} = 2,385 ms$$

Aus diesen Parametern wird abermals anhand der Tabelle die passende Reglerkonfiguration ermittelt. Es ergeben sich die Reglerparameter zu:

$$K_{Pn} = 2,835 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \quad T_{Nn} = 2,027 ms$$

Durch diese Reglereinstellung folgt die Sprungantwort auf einen Führungssprung von $\Delta n = 30 \text{ min}^{-1}$ gemäß der folgenden Abbildung 9.

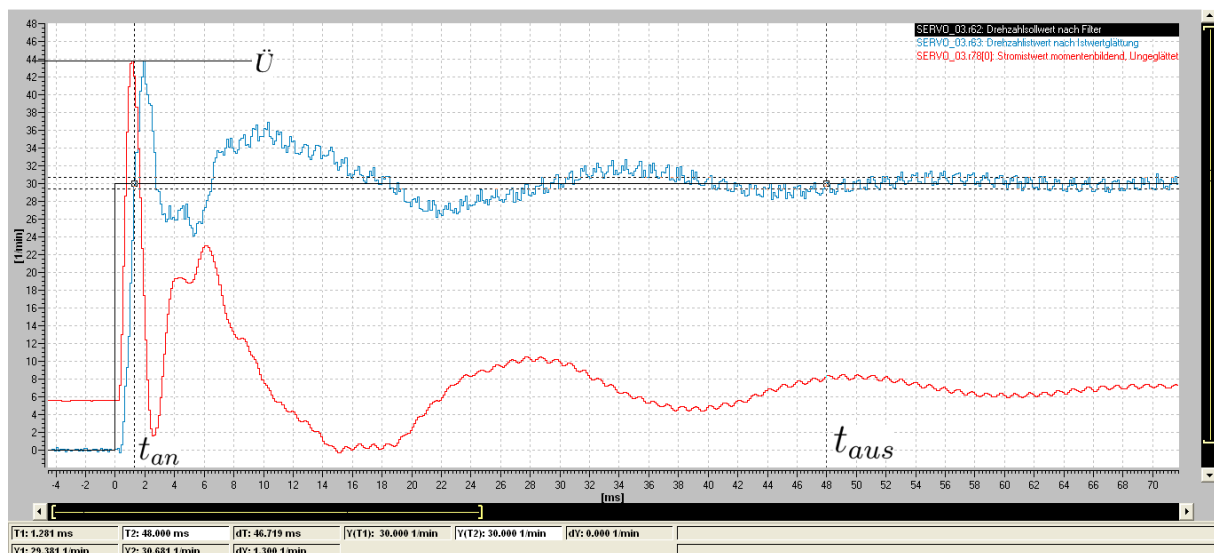


Abbildung 9 - Führungssprung des Drehzahlreglers mit den Z+N optimierten Parametern

Die Sprungantwort liefert die folgenden Ergebnisse:

$$t_{an} \cong 1,28 ms \quad t_{aus} \cong 48ms \quad \ddot{U} \cong 46\%$$

Es ist zu erkennen, dass der Drehzahlwert über einen relativ großen Zeitraum schwingt. Eine Vergrößerung der Nachstellzeit kann dieses Schwingen verringern.

Abbildung 10 auf der folgenden Seite zeigt das Verhalten auf einen Führungssprung mit einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 10 ms$.

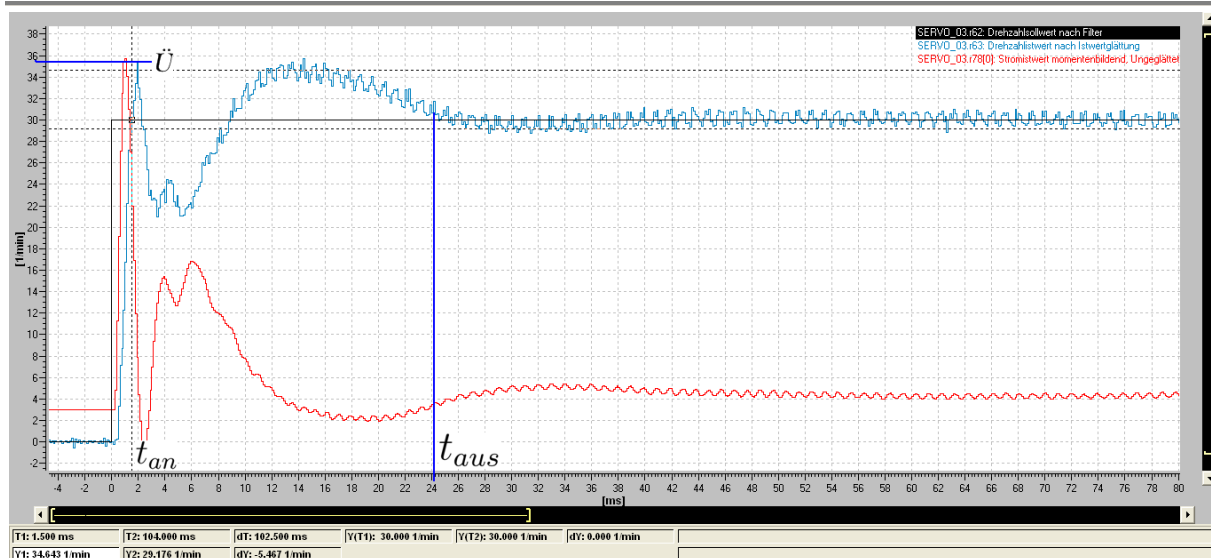


Abbildung 10 – Sprungantwort des Drehzahlregelkreises mit $T_{Nn} = 10 \text{ ms}$

Mit der größeren Nachstellzeit ist deutlich die Verringerung der Schwingungen zu erkennen. Es ergeben sich folgende Resultate:

$$t_{an} \cong 1,5 \text{ ms} \quad t_{aus} \cong 24,15 \text{ ms} \quad \ddot{U} \cong 18,33\%$$

Die Anregelzeit verlängert sich aufgrund der höheren Nachstellzeit minimal. Der Überschwinger konnte um ca. 28% deutlich verringert werden. Die Ausregelzeit wurde auf die Hälfte der Zeit verkürzt.

Die Reglereinstellung mit einer Nachstellzeit von 10ms ist damit nachweislich für das Führungsverhalten die günstigere Einstellung, da die Ausregelzeit deutlich verkürzt werden konnte. Die Verminderung des Überschwingers und die Unterdrückung der Schwingungen tragen zu einer höheren Regelgüte bei. Für Fertigungsanlagen würde das ein genaueres und schnelleres Arbeiten bedeuten. Die Reglerauslegung kann als gut optimiert bezeichnet werden.

5.2.2 Automatische Optimierung mit STARTER

Da STARTER auch eigene Methoden zur Optimierung der Regelung zur Verfügung stellt, soll hier diese automatische Optimierung durchgeführt und die erzielte Regelgüte bewertet werden.

Durch die Aktivierung der „automatischen Reglereinstellung“ wird das gesamte Antriebssystem vermessen. Es werden dabei Sprünge auf das System gegeben und Frequenzgänge gemessen. Nachdem Maschine und mechanischer Aufbau des Systems dadurch analysiert wurden, berechnet STARTER die optimale Reglereinstellung für den Drehzahlregelkreis. Das voreingestellte PT2-Tiefpassfilter dient der Unterdrückung von Messrauschen und der Bedämpfung von Frequenzen, die höher als 1999Hz liegen.

Mit der automatischen Reglereinstellung wurden die folgenden Parameter ermittelt:

$$K_{pn} = 3,51 \frac{Nm}{\frac{rad}{s}} \quad T_{Nn} = 10,06 \text{ ms}$$

Für eine sprungförmige Führungsanregung von $\Delta n = 30 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich die folgende Sprungantwort des Systems entsprechend Abbildung 11.

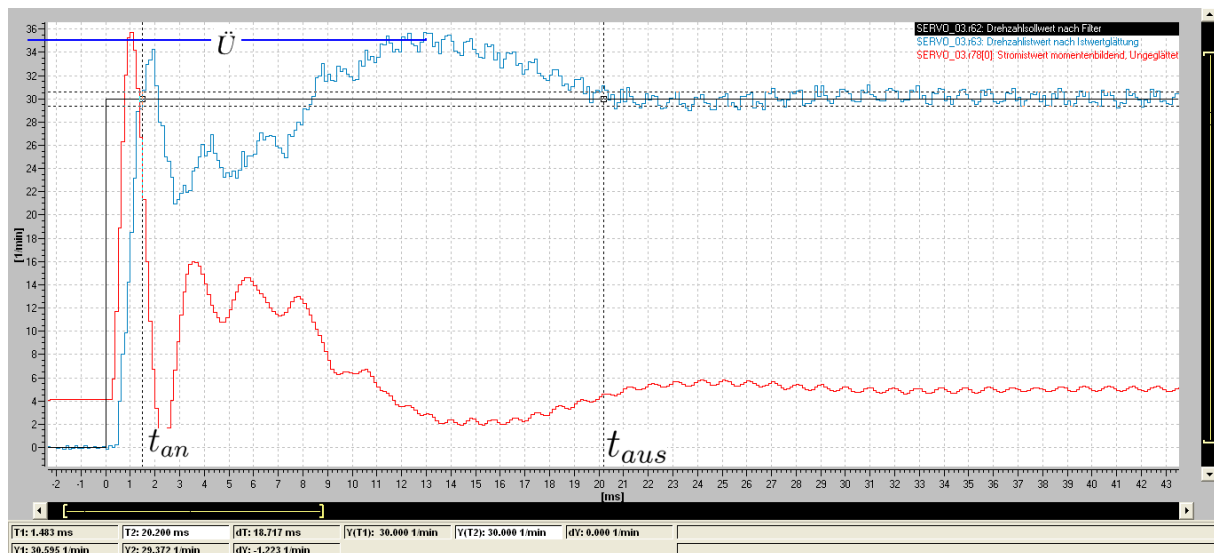


Abbildung 11 - Führungssprung des Drehzahlregelkreises nach automatischer Optimierung

Die Auswertung des Führungssprunges ergibt folgende Ergebnisse:

$$t_{an} \cong 1,483 \text{ ms} \quad t_{aus} \cong 20,2 \text{ ms} \quad \ddot{u} \cong 16,6\%$$

Ein Vergleich der Ergebnisse der automatischen Optimierung von Starter und der Auslegung durch die Methode von Ziegler und Nichols mit Anpassung der Nachstellzeit T_{Nn} zeigt, dass das Führungsverhalten der automatischen Optimierung etwas bessere Eigenschaften aufweist. Da die Abweichungen jedoch sehr klein sind, kann darauf geschlossen werden, dass der Entwurf nach Ziegler und Nichols sehr gute Ergebnisse liefert. Diese Erkenntnis im Zusammenhang mit der schnellen Durchführbarkeit dieser empirischen Methode zeigt, dass sie sich für die Praxis gut eignet, wenn die äußeren Bedingungen eine Schwingung des Systems zulassen.

Um den Einfluss der Nachstellzeit auf die Regelgüte zu Beurteilen wurde die Nachstellzeit im folgenden Versuchsteil verändert und das daraus resultierende Führungsverhalten analysiert. Die Ergebnisse wurden in der Tabelle auf der folgenden Seite zusammengefasst.

Nachstellzeit T_{Nn}	Anregelzeit t_{an}	Ausregelzeit t_{aus}	Überschwingweite
10,06 ms	1,40 ms	20,20 ms	16,1 %
5 ms	1,37 ms	27,02 ms	18,3 %
20 ms	1,50 ms	19,68 ms	12,7 %

Aus den Messungen geht hervor, dass sich die Überschwingweite mit kleiner werdender Nachstellzeit vergrößert und die Ausregelzeit verlängert.

Das günstigste Führungsverhalten wird bei einer Nachstellzeit von $T_{Nn} = 20 \text{ ms}$ erreicht. Ausregelzeit und Überschwingweite sind hier am niedrigsten. Wie aus dem abschließenden Teil des Versuchs hervorgeht ist diese Konfiguration allerdings nicht optimal für das Störverhalten.

Die folgende Tabelle liefert einen Überblick über die verschiedenen untersuchten Reglerparameter.

Auslegung	Anregelzeit t_{an}	Ausregelzeit t_{aus}	Überschwingweite
Standard Parameter	23,0 ms	296 ms	39 %
Methode von Ziegler und Nichols	1,50 ms	24,15 ms	18,33 %
Automatische Optimierung	1,48 ms	20,2 ms	16,6 %

Es ist sehr gut ersichtlich, dass die Optimierung mit STARTER die besten Ergebnisse liefert. Anregelzeit, Ausregelzeit und Überschwingweite sind für dieses automatische Optimierungsverfahren an günstigsten. Weiterhin sind deutlich die bereits guten Ergebnisse der Auslegung mit der Methode von Ziegler und Nichols zu erkennen. Sie differieren nur gering von den mit STARTER erzielten Werten.

Beide Optimierungsverfahren können damit als geeignet bezeichnet werden.

Im letzten Versuchsteil zur Reglerauslegung wird das Störverhalten des Antriebs untersucht. Als Reglerkonfiguration werden die Parameter der automatischen Auslegung mit STARTER beibehalten.

Es folgen zunächst 3 Messungen mit verschiedenen Nachstellzeiten. Daraus kann eine Aussage über den Einfluss der Nachstellzeit auf das Regelungsverhalten für Störgrößen getroffen werden.

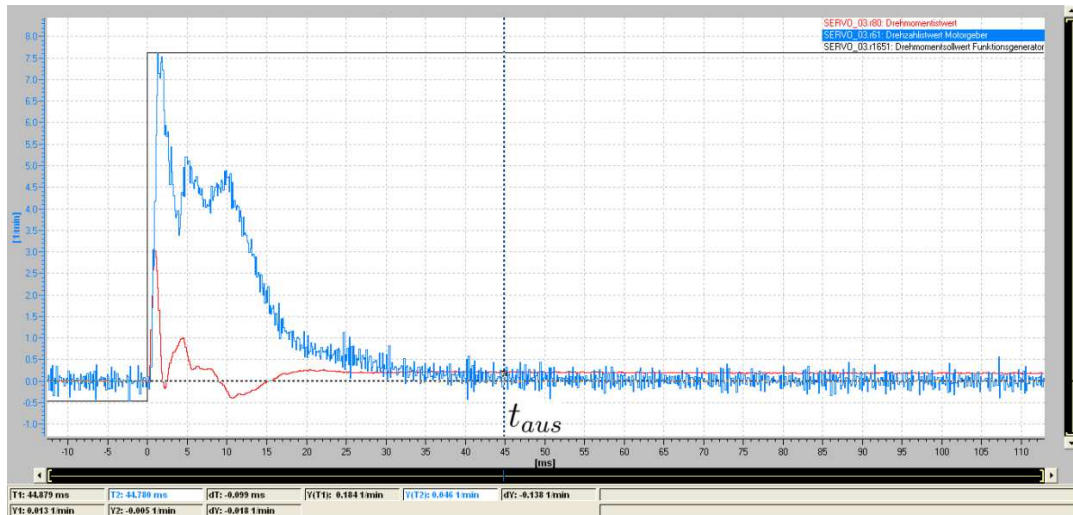


Abbildung 12 - Störspungantwort mit $T_{Nn} = 10.06 \text{ ms}$

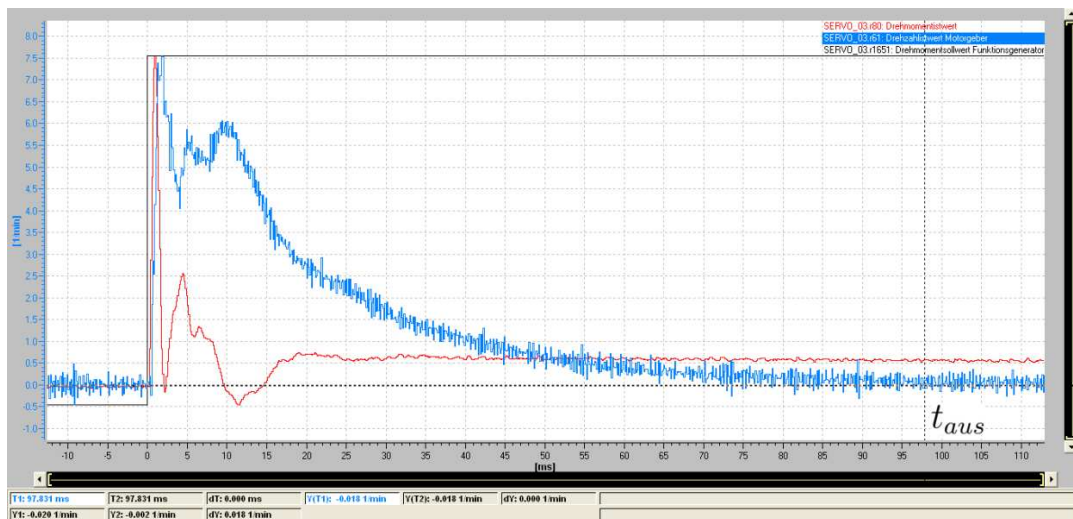


Abbildung 13 - Störspungantwort mit $T_{Nn} = 20 \text{ ms}$

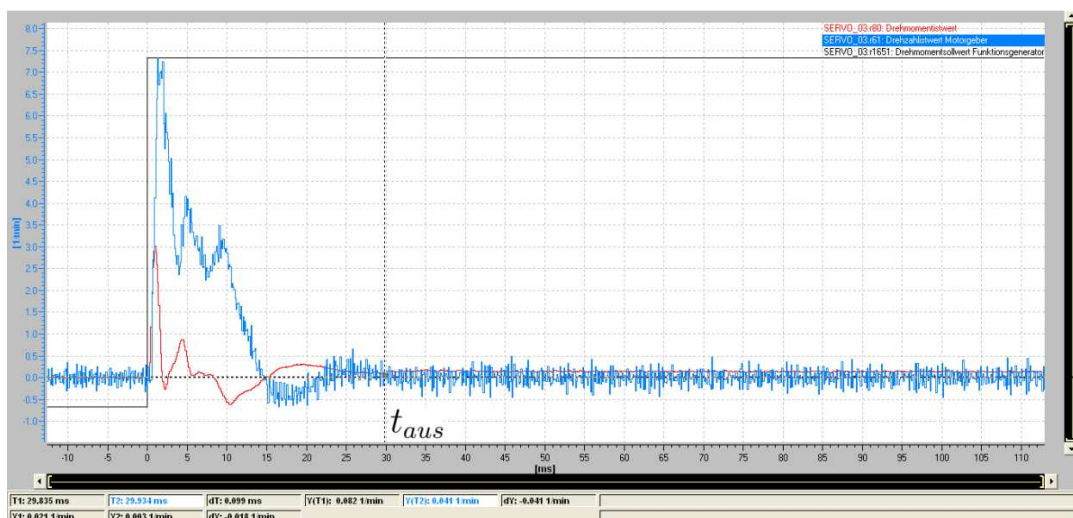


Abbildung 14 - Störspung mit $T_{Nn} = 5 \text{ ms}$

Die folgende Tabelle liefert eine Aufstellung über die mit den verschiedenen Nachstellzeiten erreichten Ausregelzeiten.

Nachstellzeit T_{Nn}	Ausregelzeit t_{aus}
10,06 ms	44,78 ms
20,00 ms	97,83 ms
05.00 ms	29,93 ms

Es ist zu erkennen, dass eine Verringerung der Nachstellzeit eine Verbesserung des Störverhaltens zur Folge hat. Dieses Verhalten ist mit Bezug auf das Führungsverhalten genau umgekehrt. Für das Führungsverhalten gilt, dass eine hohe Nachstellzeit die günstigsten Ergebnisse erzielt. Für das Störverhalten ist die günstigste Konfiguration eine niedrige Nachstellzeit.

Im Allgemeinen ist also die Optimale Einstellung der Nachstellzeit ein Kompromiss aus gutem Führungs- und Störverhalten. Dieser Kompromiss ist für die von STARTER ermittelte Nachstellzeit von $T_{Nn} = 10,06 \text{ ms}$ gegeben. Damit ist der Wert der automatischen Reglerauslegung von STARTER optimal.

6 Messungen mit dem Oszilloskop (optional)

In diesem optionalen Versuchsteil werden das Verhalten und die Wirkungsweise eines Hochlaufgebers analysiert. Es wird ein Drehrichtungsumkehrsprung aufgenommen, bei dem der Hochlaufgeber überbrückt ist und ein Sprung, bei dem der Hochlaufgeber aktiviert ist.

Im Allgemeinen dient der Hochlaufgeber (kurz: HLG) der Beschleunigungs- und damit einhergehend der Ruckbegrenzung bei sprunghaften Änderungen des Sollwertes. Laststöße und parasitäres Verhalten durch elastische Lastkopplungen können damit vermieden werden.

Es werden eine Hochlaufzeit und eine Rücklaufzeit definiert, die unabhängig voneinander eingestellt werden können um den HLG beliebig an die entsprechende Anwendung anzupassen. Bei der Parametrierung kann zwischen zwei Arten von HLGs unterschieden werden. Der Einfach-HLG hat eine Hoch- und eine Rücklauframpe, eine Rampe für Schnellhalt, Nachführungsoptionen, und direkte Konfigurationswerte. Der erweiterte HLG verfügt zusätzlich über Anfangs- und Endverrundungen um möglichst weiche Übergänge zu gewährleisten.

Auf den Abbildungen der folgenden Seite ist das Hochlaufverhalten des Antriebs mit und ohne HLG dargestellt.

Für beide Messungen gilt:

- Rot: Drehzahlsollwert
- Gelb: Drehzahlwert
- Y_Achse: $5 \frac{V}{Div}$ X-Achse: $500 \frac{ms}{Div}$ (ohne) und $1 \frac{s}{Div}$ (mit)

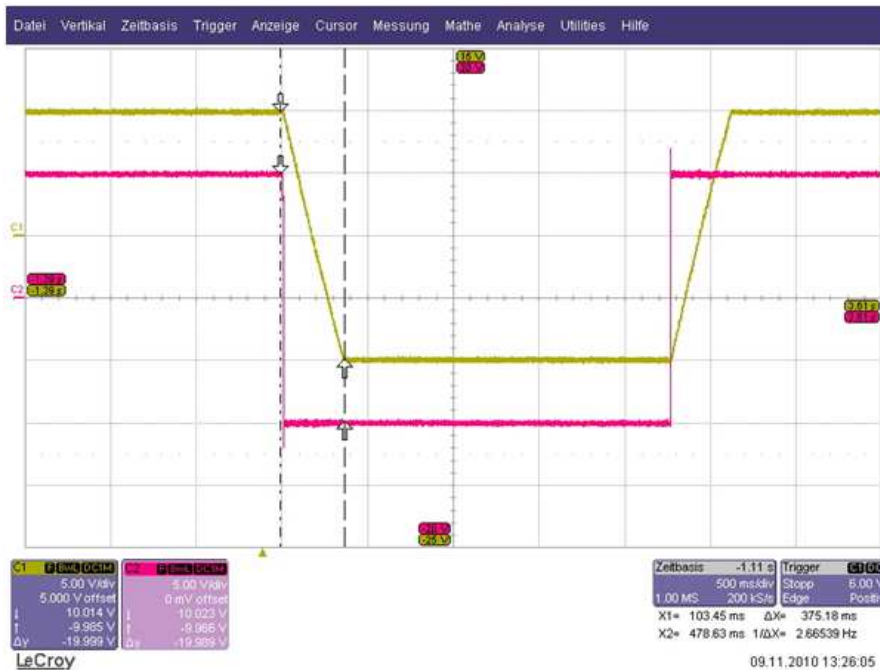


Abbildung 15 - Drehzahlumkehr $\pm 3000 \text{ min}^{-1}$ ohne HLG



Abbildung 16 – Drehzahlumkehr $\pm 3000 \text{ min}^{-1}$ mit HLG

Abbildung 15 zeigt die sprunghafte Änderung des Drehzollsollwertes. Der Antrieb läuft ohne HLG hoch und benötigt dafür eine Zeit von $t_{hoch} = 375,18 \text{ ms}$. Der Antrieb ist dem maximalen Ruck, der mit der Reglerkonfiguration möglich ist, ausgesetzt.

Abbildung 16 zeigt den Drehzollsollwert mit HLG. Er weist keinen sprungförmigen Verlauf auf, sondern den Verlauf der parametrisierten Rampe. Dadurch verlängert sich die effektive Hochlaufzeit auf $t_{hoch} = 879,45 \text{ ms}$. Der Ruck auf das Antriebssystem verringert sich dabei.

STARTER bietet auch die Option der Nachführung an. Das bedeutet, dass die HLG-Rampe des Antriebs adaptiv angepasst und nachgeführt wird, wenn die Maschine an eine Momentengrenze stößt. Das Erreichen einer Momentengrenze lässt den Soll- und Istwert der Drehzahl auseinanderdriften. Die Nachführung erkennt dieses Auseinanderdriften und korrigiert die Rampe des HLG.

Die Rampe des HLG sollte so eingestellt werden, dass bei einem maximalen Drehzahlsprung von 3000 min^{-1} auf -3000 min^{-1} der Antrieb nicht in die Momentengrenze fährt. Damit ist ein dauerhaft sicherer und materialschonender Betrieb gewährleistet. Bei der Wahl einer zu hohen Rampenzeitkonstante verliert der Antrieb extrem an Dynamik. Die Hochlaufzeiten werden sehr stark verlängert und das Antriebssystem reagiert sehr träge auf Sollwertsprünge.

A.5. Auszug aus Transactions to the ASME zum Verfahren von Ziegler und Nichols

KGD: { Ziegler 42 }

Optimum Settings for Automatic Controllers

By J. G. ZIEGLER¹ AND N. B. NICHOLS,² ROCHESTER, N. Y.

In this paper, the three principal control effects found in present controllers are examined and practical names and units of measurement are proposed for each effect. Corresponding units are proposed for a classification of industrial processes in terms of the two principal characteristics affecting their controllability. Formulas are given which enable the controller settings to be determined from the experimental or calculated values of the lag and unit reaction rate of the process to be controlled. These units form the basis of a quick method for adjusting a controller on the job. The effect of varying each controller setting is shown in a series of chart records. It is believed that the conceptions of control presented in this paper will be of assistance in the adjustment of existing controller applications and in the design of new installations.

A PURELY mathematical approach to the study of automatic control is certainly the most desirable course from a standpoint of accuracy and brevity. Unfortunately, however, the mathematics of control involves such a bewildering assortment of exponential and trigonometric functions that the average engineer cannot afford the time necessary to plow through them to a solution of his current problem.

It is the purpose of this paper to examine the action of the three principal control effects found in present-day instruments, assign practical values to each effect, see what adjustment of each does to the final control, and give a method for arriving quickly at the optimum settings of each control effect. The paper will thus first endeavor to answer the question: "How can the proper controller adjustments be quickly determined on any control application?" After that a new method will be presented which makes possible a reasonably accurate answer to the question: "How can the setting of a controller be determined before it is installed on an existing application?"

Except for a single illustrative example, no attempt will be made to present laboratory and field data, to develop mathematical relations, or to make acknowledgment of material from published literature. A paper covering the mathematical derivations would be quite lengthy as would also a paper covering laboratory and field-test results. Work on these phases of the subject is still under way, and it is expected that the results will be published at a later time when convenient. It is believed advisable to publish the present paper without delay in order to make the information available for use by the many persons interested in the application of automatic-control instruments. To these persons the present subject matter is of much greater interest than the other phases of the study which are being omitted.

To simplify terminology we will take the most common type of control circuit in which a controller interprets the movement of its recording pen into a need for corrective action, and, by

varying its output air pressure, repositions a diaphragm-operated valve. The controller may be measuring temperature, pressure, level, or any other variable, but we will completely divorce the measurement portion of the control circuit and speak only of the pen movement in inches; 1 in. of pen movement might represent 1 or 1000 deg F, or a flow of 1 or 1000 gpm. The actual graduation will be of no moment in a study of control.

Our controller will translate pen behavior into behavior of a valve; the relation between the two behavior patterns is determined by the setting of each control effect. The term valve covers any similar device, i.e., a damper or rheostat which must be operated by the controller in order to maintain correct process conditions.

PROPORTIONAL RESPONSE

In spite of the multitude of air, liquid, and electrically operated controllers on the market, all are similar in that they incorporate one, two, or at most three quite simple control effects. These three can be called "proportional," "automatic reset," and "pre-act."

Proportional Response. By far the most common effect is "proportional response," found in practically all controllers. It gives a valve movement proportional to the pen movement, that is, a 2-degree pen movement gives twice as much valve movement as a 1-degree pen movement. Simple spring-loaded pressure-reducing valves are really proportional-response controllers in that, over a short range of pressure, the valve is moved proportionally from one extreme to the other.

Sensitivity. The measure of proportional response is called "sensitivity" or "throttling range;" the former being valve movement per pen movement, the latter its reciprocal or the pen movement necessary to give full valve movement. Either sensitivity or throttling range describes the magnitude of proportional response, though in this paper each response will be measured in units which increase as the relative valve action per pen action increases. In the case of proportional response, the unit will accordingly be called "sensitivity."

Proportional-response sensitivity in some controllers is not adjustable; in most, however, it may be adjusted either continuously or in steps over a considerable range. If we define sensitivity as the output pressure change per inch of pen travel, it is apparent that the limits would be from zero (manual control) to infinitely high (on-off control). Perhaps the widest range of adjustment is found in one controller with sensitivity continuously variable from 1000 to 1 psi per in. A sensitivity of 1000 gives 1 psi output change for each 0.001 in. of pen travel.

Sensitivity adjustment is necessary if optimum control stability is to be attained. It is common knowledge that control with infinitely high proportional response is always unstable, oscillating continuously. True, on certain applications the oscillation may be of such small magnitude that it is not objectionable and, if the surges in supply are not serious in their effect on other portions of the process, the control obtained may be entirely acceptable.

Industry generally demands control of the "throttling" type rather than "on-off" since a proportional-response controller, set in any sensitivity below some maximum, will produce a damped oscillation and eventually straight-line control.

Amplitude Ratio. Sensitivity adjustment affects primarily the stability of control. On any application there is a definite and

¹ Sales Engineering Department, Taylor Instrument Companies.
² Engineering Research Department, Taylor Instrument Companies.
Contributed by the Committee on Industrial Instruments and Regulators of the Process Industries Division and presented at the Annual Meeting, New York, N. Y., December 1-5, 1941, of the AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.
NOTE: Statements and opinions advanced in papers are to be understood as individual expressions of their authors and not those of the Society.

Transactions of the ASME vol 64

easily determined point called the "ultimate sensitivity" (S_u), above which any oscillation will increase to some maximum amplitude, and below which an oscillation of any size will diminish to straight-line control. Stability may be measured in terms of "amplitude ratio," the relative amplitude of any wave to that of the wave which preceded it. A controller set at the ultimate sensitivity gives an oscillation with an amplitude ratio

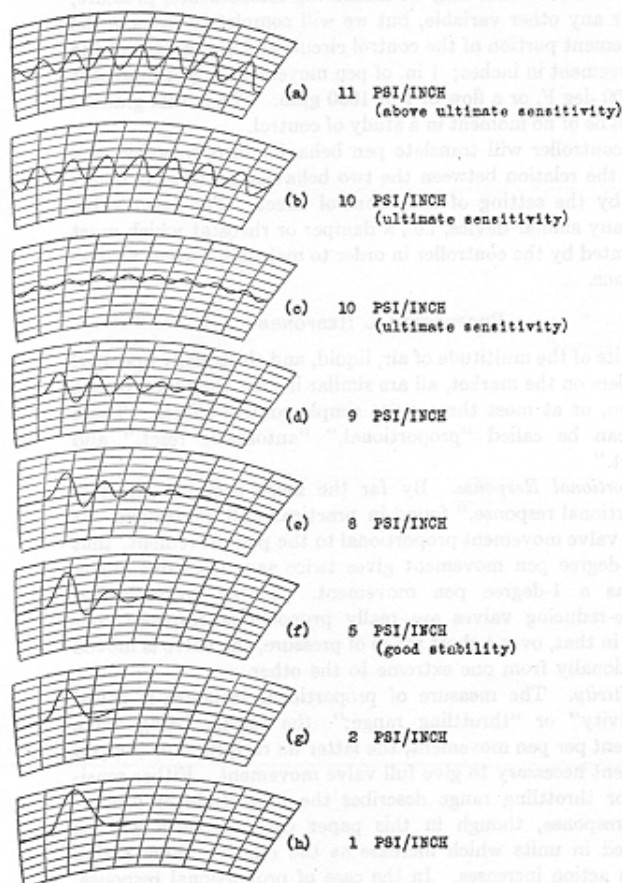


FIG. 1 AMPLITUDE RATIO VERSUS SENSITIVITY
(Effect of disturbance.)

of 1; above the ultimate sensitivity, an amplitude ratio greater than 1; and below the ultimate, an amplitude ratio less than 1.

Amplitude Ratio Versus Sensitivity. Fig. 1 shows the effect of sensitivity adjustment on a typical application. The oscillation was started by a momentary change in valve position. Curves (b) and (c) were produced at the ultimate sensitivity, which in this case was 10 psi per in. Curve (a) was produced at a sensitivity of 11 psi per in. (110 per cent of S_u). Curves (d) to (h) show the successively smaller amplitude ratios produced as the sensitivity was lowered to 90, 80, 50, 20, and 10 per cent of the ultimate (9, 8, 5, 2, and 1 psi per in.).

In Fig. 1 and succeeding charts, each division is 0.1 in. and each time interval represents 0.625 min.

Regardless of the ultimate sensitivity of any control application, the relationship between amplitude ratio and sensitivity, given as per cent of ultimate sensitivity, remains about as shown in Fig. 2. The ultimate sensitivity thus appears to be a good common point for consideration of sensitivity adjustment on most control applications.

Offset and Load Change. In considering the curves of Fig. 1,

the most desirable setting from a stability standpoint would be (h), produced at quite a low sensitivity (10 per cent of ultimate). It should be noted in passing, however, that as sensitivity is reduced the period of oscillation increases slightly, which in itself is undesirable. The real drawback of using sensitivity settings a great deal lower than the ultimate value stems from the limitation of proportional response, e.g., that only one valve position can be maintained when the pen is at the desired set point. A "load change," any disturbance in the process requiring a sustained alteration of valve position, will cause the pen to shift away from the set point far enough to give the required valve movement. The magnitude of this shift or "offset" varies inversely with the sensitivity setting used and directly with the required change in

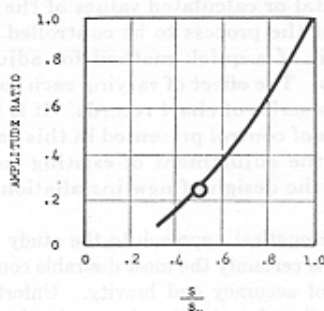


FIG. 2 AMPLITUDE RATIO VERSUS SENSITIVITY

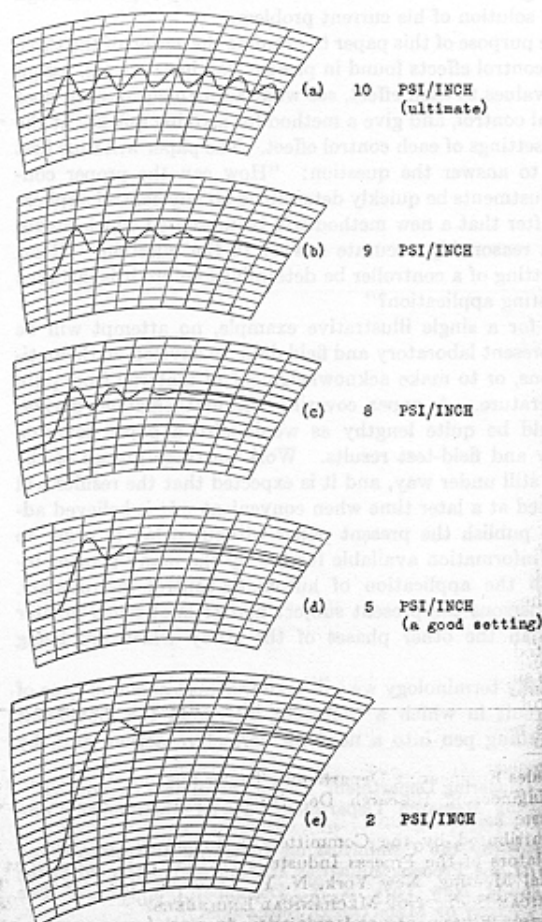


FIG. 3 OFFSET VERSUS SENSITIVITY
(Effect of load change.)

valve position. Fig. 3, curves (a) to (e), illustrates this point. Curve (a) shows the offset caused by a load change requiring a 2.8 psi change in output pressure with sensitivity at 10 psi per in. Since this is the ultimate setting, an amplitude ratio of 1 results and a lower setting is indicated. As the sensitivity is decreased to 9, 8, 5, and then 2 psi per in., the offset from this load change increases and the amplitude ratio decreases.

Amplitude Ratio Versus Offset. The rational adjustment of proportional-response sensitivity is then simply a matter of balancing the two evils of offset and amplitude ratio. For most applications a good compromise is the sensitivity which gives an amplitude ratio of 25 per cent. This sensitivity will be very nearly one half that of the ultimate sensitivity, as shown in Fig. 2. An excellent and rapid method of sensitivity adjustment is to find the ultimate sensitivity and then simply cut it in half. Fig. 1, curve (f), shows that an amplitude ratio of 25 per cent is achieved by this setting on the application under test. Fig. 3, curve (d), shows the result of a load change requiring a 2.8 psi change in controller output pressure. The sensitivity setting of 5 psi per in. allows an offset of $2.8/5$ or 0.56 in. with a 25 per cent amplitude ratio.

On most air-operated controllers, the sensitivity adjustment is calibrated either in terms of sensitivity or throttling range. On such instruments the trick of halving the sensitivity to obtain a good setting is quite simple; on those calibrated in throttling range the setting should be doubled, since this unit is the reciprocal of sensitivity. The sensitivity of older instruments with arbitrary adjustment scales may be easily found by moving the pen a definite distance and noting the resulting output-pressure change. This test run at a few points will enable the user to plot a sensitivity-conversion scale.

The statement that a sensitivity setting of one half the ultimate with attendant 25 per cent amplitude ratio gives optimum control must be modified in some cases. At times a lower sensitivity is preferable. For example, the actual level maintained by a liquid-level controller might not be nearly as important as the effect of sudden valve movements on further portions of the process. In this case the sensitivity should be lowered to reduce the amplitude ratio even though the offset is increased by so doing. On the other hand, a pressure-control application giving oscillations with very short period could be set to give an 80 or 90 per cent amplitude ratio. Due to the short period, a disturbance would die out in a reasonable time, even though there were quite a few oscillations. The offset would be reduced somewhat though it should be kept in mind that it can never be reduced to less than one half of the amount given at our previously defined optimum sensitivity of one half the ultimate.

On processes involving wide changes in load, one condition is often encountered which must be considered here. A controller perfectly adjusted for one load condition may start oscillating under another load. If the ultimate sensitivity is checked at the new more difficult load, it will be found lower than at the original easy load condition. Consequently, the sensitivity must always be adjusted so that the correct stability is achieved under the most difficult load condition. Obviously the amplitude ratio will then be lower at the easy load.

AUTOMATIC-RESET RESPONSE

The second most common response found in modern controllers is "automatic reset." Its only purpose is to eliminate offset. In action it detects any disparity between pen and set point and gives a slow continuous valve movement in the proper direction to correct the offset. Furthermore, the rate of valve movement is proportional to the distance between pen and set point. *Automatic reset then may be defined as a response giving valve velocity proportional to pen displacement from set point.*

Some controllers give a constant valve velocity with the direction depending upon whether the pen is above or below the set point. This is a special case and will not be considered further. Neither will those controllers having automatic reset alone (floating response) be considered in this paper. It appears that the floating response controller is most useful on partially "self-controlling" processes.

Reset Rate. As sensitivity was the measure of proportional response, "reset rate" becomes the corresponding measure of automatic-reset response. The units of reset rate are minutes⁻¹ or the number of times per minute that automatic reset duplicates the proportional-response correction caused by the disparity between pen and set point.

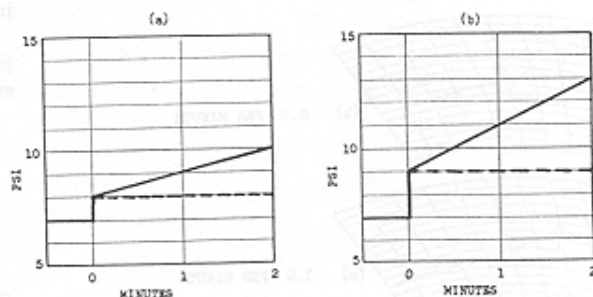


FIG. 4 RESET RATE
(Reset rate = 1 per min.)

Fig. 4(a) and (b) shows the course of output pressure with time for a reset rate of 1 per min. The dotted lines show the corresponding proportional response pressure. In Fig. 4(a), the pen was moved and held far enough from the set point to give a 1 psi change in proportional response. The reset proceeds at the rate of 1 psi per min per 1 psi original change. Fig. 4, curve (b), shows a reset rate of 2 psi per min per 2 psi original change. In both cases the reset rate is 1 per min.

In most controllers using automatic reset, some adjustment of the reset rate is provided, though continuous adjustment appears in only a few. In one, the reset rate is adjustable from zero to 20 per min. In order to determine reset rates on an instrument without a calibrated dial, it is only necessary to move the pen away from the set pointer far enough to cause a 1 psi output change and note the additional output-pressure change per minute. The same value can be put on the reset adjustment in controllers other than those of the air-operated type, by making a sustained pen change from the set point, noting the altered valve position which results from proportional response and the additional travel at the end of 1 min from automatic reset. The reset rate is the travel from reset divided by the travel from proportional.

Optimum Reset Rate. Fig. 5(a) to (e) shows the effect of reset-rate adjustment on control. Fig. 5, curve (a), resulted from a load change equivalent to 2.8 psi output pressure with a reset rate of zero, in other words, only proportional response. This curve is the same as Fig. 2(d) except that the sensitivity is reduced from 50 per cent of ultimate to 45 per cent of ultimate. A reset rate of 0.5 per min gives the slow return toward the set point shown in Fig. 5(b). As the reset rate is increased to 1, to 1.5, and to 2, in Fig. 5(c), (d), and (e), the return becomes more and more rapid. At the same time, instability and period of oscillation increase. In general, curve (d) of Fig. 5 would be considered the optimum in that it gives reasonably rapid return without excessive loss of stability or excessive increase in period.

Optimum Reset-Rate Adjustment. The actual reset rate which gives a recovery curve similar to Fig. 5(d) varies widely on different control applications. As will be pointed out later, the reset

rate appears to vary inversely as the time lag of the application. At present, however, we are more interested in finding a simple method for determining the correct setting.

It has been found that the period of oscillation (P_w) produced at the ultimate sensitivity (S_u) is a good index of required reset-rate adjustment. This period should be measured when the

this procedure results in recovery curves with longer period and greater initial deviation, both of which are detrimental.

PRE-ACT RESPONSE

The latest control effect made its appearance under the trade name "Pre-Act." On some control applications the addition of pre-act response made such a remarkable improvement that it appeared to be an embodiment of mythical "anticipatory" controllers. On other applications it appeared to be worse than useless. Only the difficulty of predicting the usefulness and adjustment of this response has kept it from being more widely used.

This pre-act effect is as distinct a response as proportional and automatic reset. Pre-act simply gives an additional valve movement proportional to the rate of pen movement. It is used only in conjunction with proportional response.

Pre-Act Time. Since pre-act response is an additional output pressure change per rate of pen movement, its unit is the "pre-act time" in minutes

$$(\text{psi}) \text{ per } (\text{psi per min}) = \text{min}$$

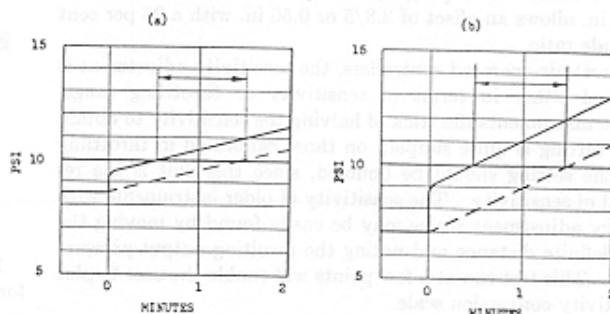


FIG. 6 PRE-ACT TIME
(Pre-act time = 1 min.)

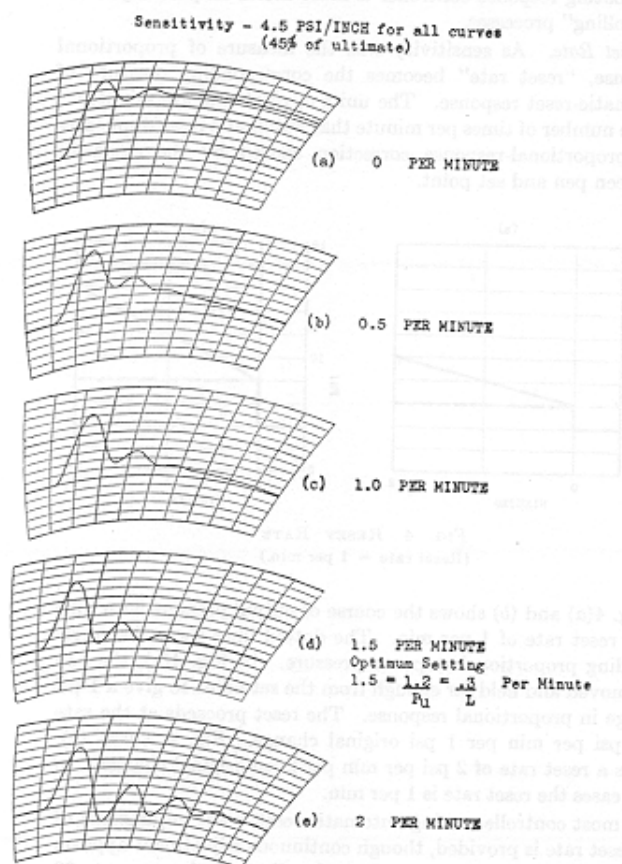


FIG. 5 RESET RATE VERSUS RECOVERY
(Load change.)

amplitude of oscillation is quite small, such as on curve (c) of Fig. 1, where the period is about 0.8 min. The optimum setting of reset rate, that which produces a recovery curve similar to Fig. 5(d), is usually about $1.2/P_w$. On the process being tested, the reset rate of $1.2/0.8$ or 1.5 was used for curve Fig. 5(d).

In adjusting a controller with proportional and automatic-reset responses, the sensitivity which just gives a small sustained oscillation should be determined (S_u), and the period of oscillation (P_w) in minutes noted. Optimum controller settings will then be approximately

$$\text{Sensitivity} = 0.45S_u$$

$$\text{Reset rate} = 1.2/P_w$$

Note that the recommended sensitivity has been reduced from $0.5S_u$ to $0.45S_u$. Were this not done, the addition of automatic reset would have increased markedly the amplitude ratio. This tendency of automatic reset to decrease stability is one of its bad features; the other is its tendency to increase the period of oscillation.

While a reset rate of $1.2/P_w$ is generally recommended, recovery curves with the same amplitude ratio may be obtained at a higher reset rate and lower sensitivity. In general, however,

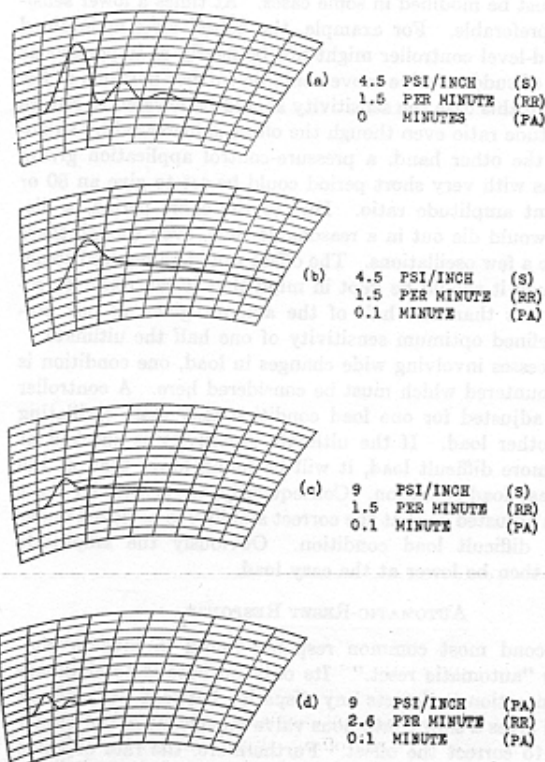


FIG. 7 CONTROL WITH PRE-ACT
(Load change.)

To visualize this unit, assume a controller pen moving away from the set point at such a rate that a proportional-response output change of 1 psi per min results (dotted line of Fig. 6(a)). Addition of 1 min pre-act time will cause the controller output to follow the solid line 1 psi higher, i.e., the pre-act response is 1 psi additional for 1 psi per min proportional-response change. Without altering the pre-act setting, a pen velocity twice as great would give 2 psi additional pressure, as shown in Fig. 6(b). The time by which the solid line of Fig. 6(a) and (b) leads the dotted line is the pre-act time, in this case 1 min.

Recently, several industrial instrument companies have made this control effect available in a more or less adjustable form. In one, the dial is calibrated in terms of pre-act time over a range of 0.2 to 10 min.

Use of Pre-Act Response. Pre-act response has been successfully used on applications which give a period of oscillation greater than about 0.4 min. It is not generally useful on pressure- or flow-control applications and rarely on control of liquid level, though this is not a hard and fast rule. To date, it has been used most widely on temperature-control applications.

The effect of pre-act on control is shown in Fig. 7. Fig. 7 curve (a) repeats curve (d) of Fig. 5, which represented about the optimum control obtainable with proportional and reset responses only. Without altering these settings, the addition of 0.1 min pre-act time changes the recovery curve for the same 2.8 psi load change to that shown at (b). The increased stability is an indication that a higher sensitivity may be used, so it is accordingly increased to 9 psi per in. The resulting curve (c) shows a much smaller initial deviation without excessive amplitude ratio, but an excessively slow return toward the set point, indicating that a faster reset rate is needed. (Compare with Fig. 5(b).) Increasing the reset rate to 2.6 per min produced the curve Fig. 7(d), representing approximately optimum control using the three responses.

A comparison of curves, Fig. 7(a) and (d), discloses that the pre-act response has improved control in several respects. Maximum deviation from the set point has been cut 71 per cent, period of oscillation has been reduced 43 per cent, and the time required for the oscillation to die out has been halved.

Pre-act response does not replace automatic-reset response since it ceases to act when the pen becomes stationary. However, while reset increases period of oscillation and decreases stability, the effect of pre-act is just the opposite. On the debit side for pre-act lies only the increased difficulty of adjusting three responses instead of two, but the use of the basic unit, pre-act time, allows the setting to be determined from the period of oscillation.

Optimum Pre-Act Time Adjustment. It has been found that, for a wide range of control applications, the optimum pre-act time depends directly upon the period of oscillation used to determine the adjustment of the reset rate. In fact the pre-act time should be about $1/8$ of the period of a small-amplitude oscillation at the ultimate sensitivity.

To adjust a controller with proportional, automatic reset, and pre-act responses, determine the ultimate sensitivity (S_u) and note the period (P_u) of a small-amplitude oscillation at this sensitivity. The optimum settings will then be approximately

$$\begin{aligned}\text{Sensitivity} &= 0.6S_u \\ \text{Reset rate} &= 2/P_u \text{ per min} \\ \text{Pre-act time} &= P_u/8 \text{ min}\end{aligned}$$

On some applications, the sensitivity with pre-act can be greater than $0.6S_u$. This is illustrated by the test application which allowed a sensitivity of $0.9S_u$ (Fig. 7(d)). We have found that the setting is generally between $0.6S_u$ and $1S_u$; in many

applications, a sensitivity of $0.6S_u$ will be sufficiently near the optimum setting.

If, at these settings, the amplitude ratio is too high, each adjustment should be reduced slightly. When using the system of units proposed in this paper, a decrease in the setting of any response increases stability. (Actually pre-act increases stability up to its optimum setting and, above that, again gives less stability.) In general, oscillations with a period approximately the same as those occurring at the ultimate sensitivity are due to too high a sensitivity; automatic reset gives longer periods and pre-act shorter periods.

PROCESS-REACTION CURVES

A control circuit consists of a controller and a process, the valve being considered a portion of the latter. Pen movement

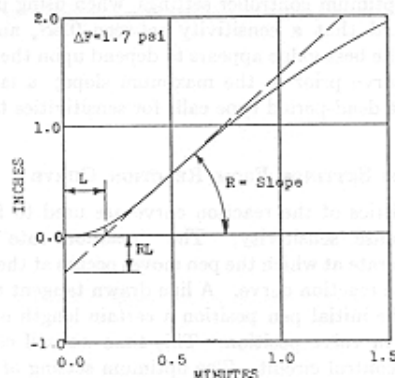


FIG. 8 REACTION CURVE

gives an output-pressure change, which affects the process, which in turn affects the pen. So far, we have considered control effects, the portion of the control circuit tying pen movement to output-pressure-behavior pattern. We have also considered the effect of altering this pattern on the entire control circuit, taking as evidence the pen recovery from disturbances and load changes.

We will now eliminate the controller from the circuit, make certain output-pressure changes, and show how the resulting pen behavior can be used to evaluate controllability of the process and predict optimum controller settings.

Process-Reaction Curve. In any control circuit, there are several time lags. The lag of inflating the valve is present in all. Some time lag occurs in the measuring portion between a change at the thermometer bulb or pressure connection and the indication of that change at the pen. Added to these two may be series of lags in the apparatus under control.

The difficulty of dealing mathematically with processes involving a series of lags or even of applying values to the various lags and adding them is very great indeed. However, having a process, a pen, and a means of controlling the process (a valve), it becomes possible to get the summation of all the lags by simply altering the valve position and analyzing the resulting curve traced by the pen.

To be more explicit, suppose that we have an application with a controller installed and cut the air line connecting the controller to the diaphragm valve. Then, if we connect an air-reducing valve to the diaphragm-operated control valve, it will be possible to apply the air pressure necessary to hold the control valve in any position. We will thus be able to make a change in the pressure applied to the control valve in the same manner as the controller would do it (this can still be called an output pressure because its effect will be the same as though it came from the controller) and note the resulting pen behavior.

With a control circuit so arranged, we may, by applying the

correct pressure to the control valve, first bring the recording pen to the desired point on the chart. If then a sudden sustained change in pressure on the control valve of ΔF psi is made, the pen will trace an S-shaped curve which we will call a "reaction curve." Fig. 8 shows a reaction curve for the process which we have been considering.

While Fig. 8 represents a typical reaction curve, an infinite number of variations are possible. On some applications, notably liquid-level control, the curve may come to a maximum slope and continue indefinitely (or until the tank runs over). This type of process is not "self-controlling." On others a definite dead period or velocity-distance lag exists, and the reaction curve shows no pen movement for a finite time after the change in valve position; it then either starts at the maximum rate or builds up to the maximum.

In discussing optimum controller settings, when using pre-act response, we noted that a sensitivity between $0.6S_u$ and $1S_u$ could be used. The best value appears to depend upon the shape of the reaction curve prior to the maximum slope; a lag predominantly of the dead-period type calls for sensitivities toward $0.6 S_u$.

OPTIMUM SETTINGS FROM REACTION CURVE

Two characteristics of the reaction curve are used to fix the proportional-response sensitivity. The "reaction rate" (R), i.e., the maximum rate at which the pen moves occurs at the point of inflection in the reaction curve. A line drawn tangent to this point intersects the initial pen position a certain length of time after the change in valve position. This time we will call the "lag" (L) of our control circuit. The optimum setting of sensitivity for a controller is inversely related to the product of R and L , determined from the reaction curve. If the tangent line is projected until it intersects the vertical axis, the product RL is graphically determined, as shown in Fig. 8. Good control is generally obtained when proportional-response sensitivity is so adjusted that a pen movement of RL in. gives a pressure change of ΔF psi.

On the reaction curve of Fig. 8, a 1.7 psi valve change was made so the optimum sensitivity setting is approximately

$$\text{Sensitivity} = \frac{\Delta F}{RL} \text{ psi per in.}$$

where

$$\begin{aligned} R &= 1.7 \text{ in. per min} \\ L &= 0.2 \text{ min} \\ RL &= 0.34 \text{ in.} \\ \Delta F &= 1.7 \text{ psi} \end{aligned}$$

The predicted sensitivity of $1.7/0.34$ or 5 psi per in. gave curves Fig. 1(f) and Fig. 3(d). These curves were previously selected as giving good stability, that is, an amplitude ratio of approximately 0.25.

Unit Reaction Rate. No justification has been given for calling the distance L on the reaction curve the lag of the process, but there appears to be a good reason. On most processes, reaction curves, caused by different valve-pressure changes ΔF , are similar in shape, differing only in the value of R , that is, the reaction rate caused by a 1 psi change is about twice as great as that from a 0.5 psi change, but the intersected distance L remains constant regardless of ΔF .

When taking a reaction curve, it is sometimes necessary to make ΔF quite small, in order to prevent undue disturbance to the process being tested. The resulting reaction rate is then converted to a "unit reaction rate" (R_1), that which would be caused by 1 psi pressure change on the control valve. This is done by dividing the reaction rate found by ΔF

$$R_1 = \frac{R \text{ in. per min}}{\Delta F \text{ psi}}$$

The formula for a good sensitivity setting may then be written

$$\text{Sensitivity} = \frac{1}{R_1 L} \text{ psi per in.}$$

The ultimate sensitivity will be about twice as great

$$S_u = \frac{2}{R_1 L} \text{ psi per in.}$$

At the ultimate sensitivity, the period of oscillation is about $4L$ min, increasing to about $4.6L$ as the sensitivity is lowered to one half the ultimate.

An approximate description of the characteristics of a process is given by values of the two quantities, unit reaction rate and lag. True, these two are only a rough measure of the entire reaction curve, telling nothing about its shape before and after the point of inflection, but they give enough of the story to allow a prediction not only of optimum sensitivity and period of oscillation but of optimum reset rate and pre-act time settings as well.

It should be kept clearly in mind that the controller settings are determined from the reaction curve caused by an output-pressure change (control-valve-position change) and not by the reaction curve which is caused by a load change.

Reset-Rate Determination From Reaction Curve. Since the period of oscillation at the ultimate sensitivity proves to be 4 times the lag, a substitution of $4L$ for P_u in previous equations for optimum reset rate gives an equation expressing this reset rate in terms of lag. For a controller with proportional and automatic-reset responses, the optimum settings become

$$\text{Sensitivity} = \frac{0.9}{R_1 L} \text{ psi per in.}$$

$$\text{Reset rate} = \frac{0.3}{L} \text{ per min}$$

At these settings the period will be about $5.7L$, having been increased by both the lowering of sensitivity and the addition of automatic reset.

Pre-Act Time Determination From Reaction Curve. Using again the relationship between L and P_u , we find that the optimum pre-act time depends directly upon the lag and is normally equal to $L/2$. This tells us that pre-act will not normally be used on applications in which the reaction curve shows a lag smaller than 0.2 min, since the minimum pre-act time available on industrial controllers is about 0.1 min. It will be useful on all applications with lags greater than 0.2 min.

The optimum settings determined previously for all three control effects, when expressed in terms of unit reaction rate and lag, appear as follows

$$\text{Sensitivity} = \frac{1.2}{R_1 L} \text{ to } \frac{2}{R_1 L} \text{ psi per in.}$$

$$\text{Reset rate} = \frac{0.5}{L} \text{ per min}$$

$$\text{Pre-act time} = 0.5L \text{ min}$$

CONTROL-VALVE CHARACTERISTICS

In general, any change of a control circuit which allows a higher controller sensitivity and faster reset rate to be used will improve the control results obtained. We have seen that the addition of pre-act response gives both of these improvements.

At times certain changes in the process can be made which allow a higher sensitivity and reset rate.

Any decrease in the lag of a process permits an increase in reset rate and attendant reduction in period of oscillation, since the reset rate is inversely related to lag and the period directly related. Any decrease in the lag of a process if it is not attended by an increase in reaction rate permits an increase in sensitivity since the sensitivity is inversely related to the lag. Any decrease in the unit reaction rate of a process, if not attended by an increase in lag, allows higher sensitivities, since sensitivity is inversely related to reaction rate.

Stated more concisely, any decrease in the value of R_1L increases the optimum sensitivity, and any decrease in L increases the optimum reset rate. Also any decrease in L decreases the period of oscillation.

Some applications, as we have already noted, call for widely different sensitivity settings at different load conditions. In these cases, we have said the sensitivity must be set low enough to give stability at the most difficult load even though the control is penalized at easy load conditions. This phenomenon is due to the fact that the unit reaction rate generally changes with load. The lag normally remains about constant. Control valves with special flow-lift characteristics have been used in an attempt to correct for this change in unit reaction rate with load. The optimum characteristics vary with the application under control and are not always "logarithmic" or "equal percentage" as is commonly thought.

PROCESS CLASSIFICATION

Since either the ultimate sensitivity and attendant period or the unit reaction rate and the lag may be used to determine optimum controller settings, it follows that the latter values may be determined from the former. This suggests that, without running a reaction curve on a process, values of R_1 and L may be determined during adjustment of the controller.

Knowing the ultimate sensitivity (S_u) and the period at this sensitivity (P_u), a rearrangement of preceding equations shows how these values may be converted into L and R_1 .

$$L = P_u/4 \text{ min}$$

$$R_1 = \frac{8}{P_u S_u} \frac{\text{in. per min}}{\text{psi}}$$

Classification of processes in terms of their unit reaction rates and lags would appear to be a decided improvement over present arbitrary methods.

CONCLUSIONS

We have proposed a system of units for measuring the control effects which are now in common use. When using these units, the values of the sensitivity, reset rate, and pre-act time all increase as the relative valve action per pen action increases.

The lag and unit reaction rate have been introduced as a quantitative measure of the controllability of processes, and we believe they form a good basis for a classification of processes.

Formulas have been presented which enable the controller settings to be obtained from an analysis of the process-reaction curves (that is, unit reaction rate and lag).

We have presented a simple method for adjusting the controller when it is installed on an application, making use of the ultimate sensitivity and period. Having shown that the controller settings can be obtained from the reaction curve, it will be possible for the equipment designer to calculate an approximate reaction curve for certain applications and thus determine the controller settings even before the equipment is built.

The usefulness of each particular control effect has been shown by examining its effect on the quality of control.

It has been pointed out that valve characteristics should be matched to each process so that a constant unit reaction rate prevails at all loads. This incidentally gives a rational explanation for the use of valves with special flow-lift characteristics.

Examination of pre-act response has shown that it improves control by increasing stability, reducing period, and allowing larger settings for the other responses. The relation between the pre-act setting and lag (or ultimate period) has simplified its adjustment. A summary of control effects is given in Table 1.

TABLE 1 SUMMARY OF CONTROL EFFECTS

RESPONSE	ACTION	MEASURE	UNIT
Proportional	$\frac{\text{Valve movement}}{\text{Pen movement}}$	Sensitivity	Psi per in.
Automatic reset	$\frac{\text{Valve velocity}}{\text{Pen movement}}$	Reset rate	Per min
Pre-act	$\frac{\text{Valve movement}}{\text{Pen velocity}}$	Pre-act time	Min

Note that proportional response action may also be expressed as a valve velocity per pen velocity.

SUMMARY OF CONTROLLER ADJUSTMENTS

Determine the ultimate sensitivity (S_u) and period (P_u), or the unit reaction rate R_1 and lag L . For the three types of controllers the optimum settings are as follows:

Proportional

$$\text{Sensitivity} = 0.5S_u = \frac{1}{R_1L}$$

Proportional plus reset

$$\text{Sensitivity} = 0.45S_u = \frac{0.9}{R_1L}$$

$$\text{Reset rate} = \frac{1.2}{P_u} = \frac{0.3}{L}$$

Proportional plus reset plus pre-act

$$\text{Sensitivity} = 0.6S_u = \frac{1.2}{R_1L}$$

$$\text{Reset rate} = \frac{2.0}{P_u} = \frac{0.5}{L}$$

$$\text{Pre-act time} = \frac{P_u}{8} = 0.5L$$

Discussion

E. S. BRISTOL.³ The authors have presented a procedure for analyzing control and process characteristics which is logical, comparatively simple, and avoids the use of involved mathematics. The paper thus constitutes a worth-while contribution to the literature sponsored by the Committee on Industrial Instruments and Regulators in its endeavors to formulate standardized methods of approaching automatic-control problems.

Some of the terms and relations employed by the authors can be modified to advantage, in order to make the treatment more general in scope. From this point of view, it is believed preferable to express control action in terms of valve travel rather than in terms of actuating pressure on a diaphragm-operated valve. The latter procedure affords a basis for direct comparison of re-

³ In charge, Combustion Control Division, Engineering Department, Leeds & Northrup Company, Philadelphia, Pa. Mem. A.S.M.E.

sults only for fluid-operated control valves having the same working pressure range. On the other hand, measurement of control action in percentage of full valve travel would apply to electrically operated, as well as fluid-operated power elements, regardless of the range or mode of application of the actuating media, and should not result in complicating the terminology. As a corollary of such a change the authors' "unit reaction rate," or rate of change resulting from 1 psi at the valve diaphragm, would be expressed as rate of change corresponding to full valve travel or to a stated fraction of full valve travel.

While it may be desirable in studying a controller mechanism to consider merely the action resulting from a pen movement measured in inches, this simplification presents difficulties when applied to any specific installation. Thus, on a temperature-control application, the significant characteristic is actual temperature variation and not the resultant pen motion of the particular recorder employed, which motion would vary with the individual scale range without reference to the inherent characteristics of the process. Possibly it is the authors' intention that the actual scale interval equivalent to 1 in. of pen travel be substituted in their relations, when dealing with any specific application.

It is noted that the authors' relation "reaction rate" multiplied by "lag" or RL is actually equivalent to the pen deviation that would occur in time L , with the pen moving at rate R . In other words, control sensitivity is found to be inherently related to the reciprocal of a hypothetical pen deviation. Attention is called to the fact that a simple manual simulation of two-position control can be imposed upon a process to investigate its reaction rate and lag characteristics. This can be done by watching a recorder measuring the variable to be controlled and manually opening or closing the valve whenever the pen crosses an arbitrarily selected control point. The slope of the resultant oscillating record where it crosses the control point constitutes a significant reaction rate. Also, the period of the resultant oscillation is related to the time required for valve change to affect the controlled variable. The product of the rate of change and the period as thus obtained constitutes another hypothetical pen deviation which can be used for a basis of correlation with the optimum throttling range or control sensitivity. The width of the pen band, obtained on a two-position test of this nature, is related to the rate of pen motion at the control point, and the period of oscillation, so that the pen band in itself is also a significant term for correlation with the optimum throttling range. The two-position test method for field checks is believed to be a particularly simple means for obtaining an indication of the response characteristics of a process.

G. A. PHILBRICK,⁴ The authors exhibit the response given by the proportional-control action, on the one hand, when augmented by a differentiation, "pre-act," and on the other, when augmented by an integration, "reset." While such responses serve graphically to define these characteristics, it is striking that different generating functions are used in the two cases. Cannot these various classical control actions be better compared on the basis of some common impressed condition? To dispel the illusion of subterfuge, it is suggested that the authors exhibit in their closure the response of both sets of control actions when both varieties of change are imposed; or more simply, perhaps, the composite response of the three-term characteristic itself, for typical values of the three adjustables, when a sudden deviation occurs.

P. W. KEPPLER,⁵ The authors have made a much-needed and

⁴ Research and Development, The Foxboro Company, Foxboro, Mass. Jun. A.S.M.E.

⁵ Engineer, Sanderson & Porter, New York, N. Y. Mem. A.S.M.E.

highly useful contribution to the problem of setting regulators. However, in connection with the type of optimum transient curve recommended, it should be kept in mind that requirements vary over a wide range regarding uniformity of controlled flow, maximum deviation, average deviation, and stability. For example, any oscillation though damped may be hazardous if resonance can be set up by some other regulator connected to the same process.

The authors have also made a valuable comparison of control functions. To complete this comparison we should consider control based on measurement of the independent energy flow that causes the disturbance. This control function is widely used, generally by proportioning the controlled flow in some exact manner with the independent disturbing flow, and has therefore been called "exact correction."

While of course countless modifications are possible for this control function, in this exact form it requires no adjustment whatever and cannot possibly support any oscillation. It makes the admittedly undesirable "automatic reset" function unnecessary.

To illustrate "exact correction," a specific example is necessary, although it is universally applicable. For this purpose the writer has chosen a single-capacity process with dead time (velocity-distance) lag. In Fig. 9 of this discussion regulator E controls temperature T_1 of tank G , which is kept uniform by mixer H . Regulator E varies temperature T_2 entering pump F by moving gates C and D . Tanks A and B are assumed kept full with fluid at temperatures T_1 and T_2 . Pump F maintains constant mass flow through the long pipe line M that introduces dead time lag. The manually operated gate K produces the independent energy flow that causes the disturbance. Float-controlled gate I keeps tank G full, but the constant temperature T_3 is below T_1 . Tem-

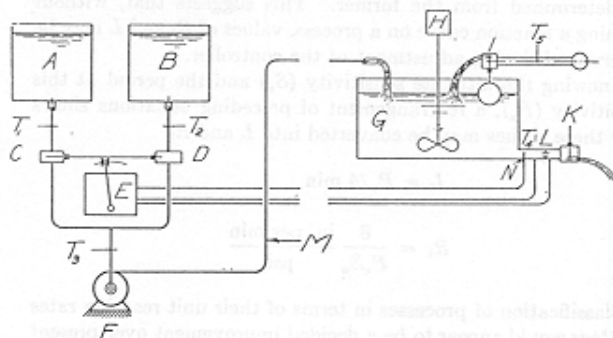


FIG. 9 SINGLE-CAPACITY PROCESS WITH VELOCITY-DISTANCE LAG TO DEMONSTRATE "EXACT CORRECTION"

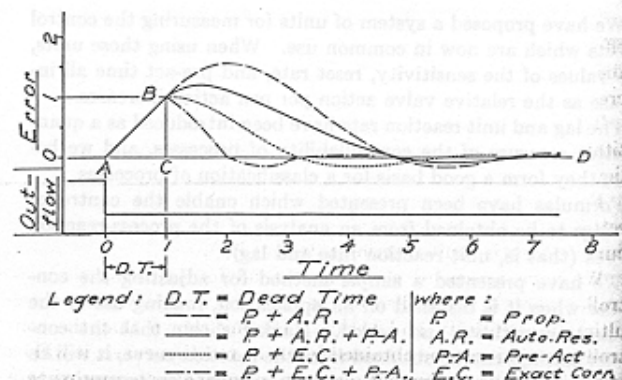


FIG. 10 NONDIMENSIONAL CURVES, SHOWING ADVANTAGES OF "EXACT CORRECTION"

perature T_1 is transmitted to regulator E by bulb N for proportional and other control functions, and "exact correction" is obtained by suitably connecting E with the orifice L . This control function keeps the heat flow at E equal to the difference between that at K (neglecting variations in outlet temperature) and that at I . It is also assumed that T_1 must be measured so closely that the effect of self-regulation of T_1 is negligible.

The nondimensional curves, shown in Fig. 10 of this discussion, obtained by graphical step-by-step integration, demonstrate the advantage of "exact correction" for any single-capacity process having dead time lag and lacking self-regulation. The unit of time is the dead time of the process, and the unit of error is the error at time 1. The disturbance is the indicated drop in outflow, and the ideal accuracy obtainable is the broken line $A-B-C-D$.

The curves shown give very nearly the minimum average error obtainable from the control function of each curve. The regulators containing exact correction are not only shown to give much better accuracy, but they are also much easier to adjust since they contain fewer adjustments.

The added cost of orifice, etc., is of course a disadvantage, but there are ways of overcoming this, so that in many cases a marked reduction in first cost results from exact correction.

J. J. GREBE.⁴ This paper gives the simple rules for adjusting the control constants of commercial instruments to have the proper characteristics for any one plant. These rules have been checked in actual plant operations on many types of instruments made by different manufacturers and one homemade unit that the writer described in 1933. The much disputed assertion that a good automatic control system using deviation, rate of change, and second-derivative responses, which are also called reset, proportional, and third response or pre-act, should be able to bring about a new balance in the system, within less than twice the elapsed time of the velocity distance lag or the dead time, has been proved by the work of the present authors.

The third response, which in general is a damped second-derivative function so as to fade out at the time when the second derivative works against good control, serves to counteract the effect of the dead time or the velocity-distance lag called L in Fig. 8 of the paper. Contrary to the opinions of some individuals, such lags are quite common, especially in the chemical industry where long dead times up to several minutes are encountered in processes where considerable time is required to make a change felt through chemically resistant but poor thermal conductors, or where it takes considerable time for solid reagents such as lime slurry to come to equilibrium with the solution.

For this reason, the importance of the third response cannot be overemphasized. In fact, if one were to build a universal instrument suitable for any application, it would be better to have a wide range of adjustment on the third response and reduce the flexibility of adjustment of the second, the proportional-position response. In other words, with a good third-response element, the throttling range can be quite narrow for almost any condition.

Let us hope that the authors may continue to develop the art and improve the maintenance and operation of control installations by following up this good work.

AUTHORS' CLOSURE

Mr. Bristol's suggestion that valve travel replace pressure on a diaphragm-operated valve is sound and should be further considered. In the opinion of the authors, it stems from a uni-

versal desire to express sensitivity in terms of a dimensionless unit or at least in terms of a unit applicable to all types of controllers. For this paper "psi per inch" was chosen rather than "per cent valve travel per per cent pen travel" principally because the latter did not appear to be a very euphonious combination. In addition, the "per cent per per cent" unit gives the false impression of being dimensionless. One disadvantage of using percentage of full valve travel is that limiting the stroke of a control valve would alter the sensitivity given in that unit but would not change the sensitivity given as psi per inch.

Inches of pen movement was used rather than per cent of scale range or degrees Fahrenheit since the former was thought to be a more general unit. Degrees Fahrenheit would be a good basis for comparing temperature-control applications, but there would be no analogy between that and the feet of water change in liquid level on another application.

The search for a dimensionless sensitivity ratio is not new. Ivanoff⁷ had one in his "Over-All Sensitivity," the ratio of uncontrolled or potential deviation to controlled deviation. In the language of this paper, that would be the final deviation in inches of a reaction curve for a one psi pressure change divided by the reciprocal of controller sensitivity or the inches of pen movement necessary to give a one psi change in output. Ivanoff, however, was dealing with "self-controlling" processes which had a definite potential deviation for each valve opening. On some processes, valve movement determines only the reaction rate and the reaction curve never levels out. The potential deviation on these processes is infinite and Ivanoff's over-all sensitivity is infinite regardless of the controller sensitivity setting and hence meaningless. Even on this type of process, however, the authors' value of R_1L is finite and their ultimate sensitivity a definite value. It appears that controller sensitivity settings can be more universally referred to either ultimate sensitivity or R_1L than to potential deviations. In fact, a controller setting given as "per cent of ultimate sensitivity or as sensitivity $\times R_1L$ is dimensionless and is possibly the answer to the problem.

Another clue in the search for a sensitivity yardstick comes from a scrutiny of control quality. The area under curves such as Fig. 5(d) might be taken as a measure of poorness of control on either a temperature or liquid-level control application. This area in inch-minutes, easily convertible to either "feet-of-water minutes" or "degrees-Fahrenheit minutes" will be directly related to the product of R_1L , L , and ΔF , where ΔF is the difference in output pressure before and after the largest sudden load change to which the process will be subjected. On any process, a load change will give an area under the recovery curve of $(K)(\Delta F)(R_1)(L^2)$, where K is a constant determined by the point in the process at which the load change occurs and by the dimensionless quantities of controller settings, namely, sensitivity $\times R_1L$; reset rate $\times L$; and pre-act time/ L . It can be seen that any valve-motion unit may be selected for use in R_1 , ΔF , and sensitivity as long as it is used consistently in all three.

A method of interpreting the oscillating record obtained by impressed two-position control would certainly be a worthwhile contribution to the study of automatic control. It is hoped that Mr. Bristol will soon publish a detailed method of quantitatively determining application data by such a test. It would be extremely useful if small valve movements giving a record like Fig. 1, curve (c) could be accurately interpreted. Generally industrial processes cannot be disturbed by making large valve movements.

The old concept of pre-act response as a "kicker" may have

⁴ Director, Physical Research Laboratory, The Dow Chemical Company, Midland, Mich. Mem. A.S.M.E.

⁷ Theoretical Foundations of the Automatic Regulation of Temperature," by A. Ivanoff, *Journal of the Institute of Fuel*, Vol. 7, no. 33, Feb., 1934.

prompted Mr. Philbrick's request for showing its response to a sudden pen movement. In the interest of clarity the authors used a sustained pen deviation to show reset rate and a constant rate of pen movement to illustrate pre-act time. The course of output pressure from a controller with proportional plus automatic reset responses for a constant rate of pen movement would be as shown in Fig. 11. The proportional response is 2 psi per minute as in Fig. 6(b) and the reset rate one per minute. At any instant the output pressure from automatic reset is rising at a rate equal to the proportional-response output change times the reset rate. The addition of pre-act response will give an additional output pressure equal to the rate of output pressure change due to the proportional response times the pre-act time.

Analysis of pre-act response from an impressed sudden pen

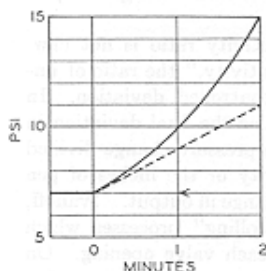


Fig. 11

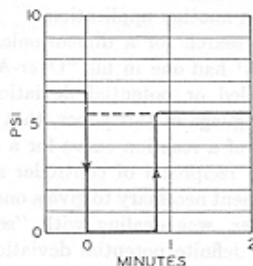


Fig. 12

movement is purely hypothetical because instantaneous pen movements are not met with in practice. A true derivative mechanism would give, for such a pen action, an infinite output change. Actually air-operated controllers do not give an output pressure lower than atmospheric nor higher than their supply pressure. A controller with proportional and pre-act responses would give an output pressure change as shown in Fig. 12 if a sudden pen motion were impressed equivalent to 1 psi proportional-response change. The pre-act time in Fig. 12 is 5 min.

As Mr. Keppler points out, control requirements on certain applications may be so strict that the improvement given by pre-act response may still not hold a pen within the tolerance required. In these cases it is necessary to cast about for another variable upon which a separate or related response may be based. While the study of these multiple controller systems is beyond the scope of this paper, it may be said that they are commonly used and are often very necessary to achieve desired control results. Grebe⁸ has called this "metered control."

The type of multiple controller system shown by Mr. Keppler makes use of a separate flow measurement as an indication of demand, to reset the temperature controller. This removes the need for an automatic-reset response working on a basis of temperature pen deviation. The elimination of automatic reset in the temperature controller, however, would allow an offset if any other load change came into the system, for example, a change in temperature of one of the three incoming flows. Also, it would be rather difficult mechanically to convert the reading of flow into an exact mixed liquid temperature unless gates *C* and *D* reproduced flows exactly.

The more common multiple controller system is one in which one controller calls, not for a valve opening, but for a set point change on another controller capable of correcting for the major load change from a measurement at a point of favorable lag. Explaining this from Fig. 9, if the major load change in the system were not the position of gate *K* but temperature T_1 , the control system would consist of two temperature controllers. One temperature controller would measure T_3 and operate gates *C* and *D* to maintain T_3 . The second controller measuring T_4 would call for the required T_3 necessary to maintain T_4 . The first controller would quickly correct for changes in T_1 and T_2 or partial clogging of gates *C* and *D*. The second controller would raise or lower T_3 to correct for the minor load changes such as temperature T_3 or flow through *I*.

⁸ "Elements of Automatic Control," by John J. Grebe, *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 29, Nov., 1937, p. 1225.

Versicherung über die Selbstständigkeit

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit im Sinne der Prüfungsordnung nach §16(5) APSO-TI-BM ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen habe ich unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Hamburg, 16. Januar 2012

Ort, Datum

Unterschrift