



Christian Rakusch, BSc.

Thermodynamische Wirkungsgradmessung

Entwicklung und Validierung eines Systems zur messtechnischen Erfassung des Wirkungsgrades hydraulischer Maschinen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Mark Guggenberger

Dipl.-Ing. (FH) Florian Senn

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen
Leiter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Zusammenfassung

Die thermodynamische Wirkungsgradmessung bedient sich der Grundlage, dass alle auftretenden hydraulischen Verluste zwangsläufig zu einer Erhöhung der Temperatur im Fluid führen. Durch Erfassung der intensiven Zustandsgrößen Druck und Temperatur kann daher der Wirkungsgrad einer hydraulischen Maschine bestimmt werden, ohne die Leistung oder den Durchfluss dieser zu kennen.

Inhalt dieser Arbeit ist die Entwicklung und Erprobung eines Systems zur Wirkungsgradmessung nach der thermodynamischen Methode, welches die derzeit gültigen Normen hinsichtlich der Abnahmemessungen von hydraulischen Turbinen, Speicherpumpen und Pumpturbinen (IEC 60041) erfüllt. Ein derartiges System erfordert es, Temperaturdifferenzen mit höchster Genauigkeit zu erfassen, was außergewöhnliche Ansprüche an die gesamte Messkette stellt. Durch den Einsatz von benutzerprogrammierbaren Logikgattern und der damit einhergehenden hardwaregebundenen Messdatenerfassung wurde dies realisiert.

Da die Messung an einer Großanlage durch die notwendigen Stillstandzeiten mit beträchtlichen Ertragseinbußen für den Betreiber verbunden sein kann, wurde das Messsystem einer Erprobung im Labor unterzogen. Die Versuche wurden an einer 12-stufigen Pumpe durchgeführt, deren statische Förderhöhe durch Drehzahlregelung zwischen 15 m und 169 m variiert werden konnte. Als Referenz wurden die Wellenleistung sowie die Fördermenge der Pumpe zur konventionellen Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades gemessen. Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem entwickelten System Messungen noch weit unter der in der IEC 60041 festgelegten Grenze von 100 m Fall-/Förderhöhe möglich sind.

In dieser Arbeit wird außerdem auf den theoretischen Hintergrund und im Detail auf die relevanten thermodynamischen Eigenschaften von Wasser eingegangen. Alle Anforderungen, die in der IEC 60041 an Abnahmemessungen nach der thermodynamischen Methode gestellt werden, werden ebenfalls dargelegt und diskutiert.

Abstract

The thermodynamic method for measuring efficiency is based on the fact that all occurring hydraulic losses will inevitably lead to a rise in temperature of the fluid. By measuring the independent state variables pressure and temperature, the hydraulic efficiency can be determined without knowledge of the machine's power or discharge.

The scope of this master thesis was to develop and experimentally test a system which is capable of measuring efficiency by the thermodynamic method. All testing were set up in accordance to the current standards concerning field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines (IEC 60041). For this purpose, thermometers of high accuracy are required and the measuring chain had to be designed accordingly. This was achieved by using field-programmable gate arrays and obtaining a hardware bound data acquisition.

Field tests are likely to result in profit cuts for the operator due to down times before, during and after testing. Therefore all tests were performed in the laboratory on a 12 stage pump. The zero-discharge head of the pump could be varied in the range from 15 m to 169 m by rotational speed control. In addition, the mechanical power delivered by the pump shaft and the discharge were measured in order to obtain the overall efficiency as reference value. The test results show that the developed system is capable of performing valid measurements even beyond the minimum head of 100 m, which is stated as limitation in the IEC 60041.

This thesis also focuses on the thermodynamic background, in particular on the relevant thermodynamic properties of water. Furthermore, all demands on devices and test conditions to be fulfilled in accordance to the IEC 60041 are stated and discussed within this work.

Vorwort

Diese Masterarbeit ist der Abschluss meines Studiums, das ich im Herbst 2007 an der TU Graz beginnen konnte. Daher möchte ich diese Gelegenheit nutzen, meinen Dank denjenigen gegenüber auszudrücken, die mich auf meinem Weg hierher begleitet und gefördert haben.

Zunächst möchte ich meinen Dank an das Team des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen richten, in deren Mitte ich das vergangene Jahr verbringen durfte um diese Arbeit zu verfassen. Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg möchte ich dafür danken, dass dieses Projekt trotz des erheblichen messtechnischen Aufwandes und den damit verbundenen notwendigen Anschaffungen durchgeführt werden konnte. Das Vertrauen, das mir entgegengebracht wurde und eine selbstständige Arbeit ermöglichte, ist für mich von großer Bedeutung. Den Herren Alfred Krisper, Ing. Kurt Maass, Josef Papst und Erwin Pischler gilt mein Dank für Ihre stete Bereitschaft Ihren reichen Erfahrungsschatz mit mir zu teilen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Mark Guggenberger und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Florian Senn, die mich als Betreuer meiner Arbeit stets unterstützt haben und jederzeit sowohl ein offenes Ohr wie auch eine helfende Hand für mich bereit hatten. Ihre Begeisterung und Engagement für die Arbeit im Labor des Institutes haben mich stets inspiriert und vorangetrieben.

Es steht für mich außer Frage, dass ich mein Studium nicht ohne den festen Rückhalt meines Freundeskreises bestehen hätte können. Allen voran möchte ich mich bei Alexander und Manuel bedanken, die als meine beiden engsten Freunde jederzeit für mich da waren und sind. Die gemeinsamen sportlichen Ausflüge in die Berge und geselligen Abende erlaubten es mir, mit klarem Blick bevorstehende Herausforderungen in Angriff zu nehmen.

Dies gilt in gleicher Weise für meine Freundin Karin, die mir mehr als alle anderen Rückhalt und Antrieb geworden ist. Ihr danke ich ganz besonders für die gewissenhafte Revision dieser Arbeit.

Mein größter Dank gilt jedoch meiner Familie und im Besonderen meinen Eltern. Nur mit Ihrer Unterstützung, auf die ich immer zählen konnte, war es mir möglich bis an diese Stelle zu kommen, an der ich jetzt stehe. Ihrer Förderung meiner naturwissenschaftlich-technischen Interessen von Kindesbeinen an ist es sicherlich geschuldet, dass ich mich für das Maschinenbaustudium entschlossen habe, das mich vollends erfüllt hat. Ihr großes Interesse an meinem Studium sowie meiner Arbeit und unsere, oft auch fachlichen, Gespräche waren für mich stets von großer Bedeutung.

Christian Rakusch

Graz, im Mai 2014

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Nutzung der Wasserkraft.....	1
1.2	Wirkungsgrad hydraulischer Anlagen.....	2
1.2.1	Konventionelle Messmethoden	3
1.2.2	Thermodynamische Messmethode	4
1.3	Thermodynamische Grundlagen	6
1.3.1	Stoffwerte nach Herbst-Rögener	9
1.3.2	Stoffwerte nach IAPWS-IF97	10
1.3.3	Darstellung des hs-Diagramms für Fluide.....	12
2	Thermodynamische Methode nach IEC 60041	14
2.1	Messmethoden.....	16
2.1.1	Direkte Methode.....	16
2.1.2	Teilentspannungs- oder Nullmethode.....	17
2.2	Anforderungen	19
2.2.1	Anforderungen an den Messaufbau.....	19
2.2.2	Anforderungen an das Messsystem	21
2.3	Hilfsmesssysteme	22
2.4	Korrekturglieder	22
2.5	Fehlerbetrachtung.....	28
2.5.1	Abschätzung der Unsicherheit.....	29
3	Messsystem	31
3.1	Hardware	31
3.1.1	Messaufnehmer.....	32
3.1.2	Datenerfassung (hardwareseitig)	33
3.2	Software	39
3.2.1	Datenerfassung (softwareseitig)	40
3.2.2	Datenverrechnung.....	43
3.2.3	Visualisierung und Archivierung	44
4	Validierung des Messsystems	46
4.1	Versuchsaufbau	46
4.1.1	Prüfling Grundfos CRI 15-12	48
4.1.2	Messstellen	49
4.1.3	Referenzmesssystem.....	53
4.2	Messungen.....	55
4.2.1	Auswertung Inbetriebnahme	56
4.2.2	Auswertung Drehzahlvariation.....	58
4.2.3	Auswertung Messzeitvariation	63

4.2.4 Auswertung Vergleichsmessung	65
4.2.5 Auswertung Tausch der Temperaturmessaufnehmer	66
4.2.6 Auswertung Entnahmemessung	67
4.3 Ergebnis der Validierung	68
5 Feldmessung	71
5.1 Energieverteilung im Unterwasser von Turbinen	71
5.2 Kraftwerk Bodendorf-Paal	72
6 Zusammenfassung und Ausblick	75
7 Literaturverzeichnis	76
8 Anhang	
A1 Kalibrierung der SBE 3S Messaufnehmer	
A2 Koeffizienten der Stoffwertgleichungen	
A3 Messunsicherheit	
A4 Beispielrechnung zur Messdatenerfassung	
A5 Zeichnungen Prüfstand	

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Zeitlicher Verlauf von Wirkungsgrad, Zuverlässigkeit und Kosten [2]	2
Abbildung 1.2: Bilanzierung einer Turbine [7].....	5
Abbildung 1.3: hs-Diagramm von flüssigem Wasser ($p_s \leq p \leq 150 \text{ bar}$; $0 \text{ °C} \leq T \leq 11 \text{ °C}$)...	13
Abbildung 2.1: Prinzipieller Messaufbau bei Gegendruckmaschinen [7]	15
Abbildung 2.2: Prinzipieller Messaufbau bei einer freien Oberfläche saugseitig [7].....	15
Abbildung 2.3: Prinzipieller Aufbau zur Kalibrierung der Thermometer vor Ort [7]	16
Abbildung 2.4: Darstellung des Kalibriervorganges im hs-Diagramm.....	17
Abbildung 2.5: Vergleich der Messmethoden im hs-Diagramm	18
Abbildung 2.6: Mögliche Formen einer Druckmessbohrung [7]	19
Abbildung 2.7: Beispiel einer Entnahmesonde [7]	20
Abbildung 2.8: Entnahme eines Teilstromes bei einer Turbine [7]	23
Abbildung 2.9: Zuführung eines Teilstromes bei einer Turbine [7]	23
Abbildung 2.10: Beispiel zur Korrektur des Wärmeeinflusses in der Messkammer [7]	24
Abbildung 2.11: Linearer Temperaturverlauf - konstanter Gradient [11].....	25
Abbildung 2.12: Nichtlinearer Temperaturverlauf [11]	26
Abbildung 3.1: Prinzipskizze des Messsystems.....	31
Abbildung 3.2: Prinzip des Auswertesystems	31
Abbildung 3.3: CompactRIO Architektur [16]	34
Abbildung 3.4: Schematischer Programmablauf eines Echtzeitsystems.....	35
Abbildung 3.5: Bestandteile eines FPGAs [16]	35
Abbildung 3.6: Schaltlogik eines NI 9203 Moduls [18]	36
Abbildung 3.7: Schaltlogik eines NI 9401 Moduls.....	37
Abbildung 3.8: Ebenen und Kommunikationskanäle des Messsystems	39
Abbildung 3.9: Programmstruktur FPGA	40
Abbildung 3.10: Verlauf des relativen Messfehlers über die Messzeit ($f_0 = 5 \text{ kHz}$)	41
Abbildung 3.11: Verlauf des Temperaturfehlers über den Frequenzfehler.....	42
Abbildung 3.12: Verlauf des Temperaturdifferenzfehlers über den Frequenzfehler	42
Abbildung 3.13: DMA-FIFO Segment eines Zählers	43
Abbildung 3.14: DMA-FIFO Segment eines Analogeinganges	43
Abbildung 3.15: Programmstruktur Real Time.....	44
Abbildung 3.16: Programmstruktur Host	45
Abbildung 4.1: Aufbau des Validierungsmesssystems (schematisch).....	46
Abbildung 4.2: Aufbau des Validierungsprüfstands	47
Abbildung 4.3: Validierungsprüfstand im Labor	48
Abbildung 4.4: Kennlinie (links) und Schnittdarstellung (rechts) der CRI 15-12 [20]	49
Abbildung 4.5: Lage der Messstellen am Validierungsprüfstand	50
Abbildung 4.6: Messstelle des Validierungsprüfstandes mit Wasserentnahme (Skizze)	51
Abbildung 4.7: Messstelle des Validierungsprüfstandes mit Wasserentnahme (druckseitig) .	52
Abbildung 4.8: Messstelle des Validierungsprüfstandes zur direkten Messung (Skizze)	52
Abbildung 4.9: Messstelle des Validierungsprüfstandes zur direkten Messung (saugseitig) ..	53
Abbildung 4.10: Optischer Impulsgeber zur Drehzahlbestimmung.....	54
Abbildung 4.11: Drehmomentmessung des Validierungsprüfstandes (Skizze).....	55
Abbildung 4.12: Temperaturverlauf bei $Q = 1,53 \text{ l/s}$	57
Abbildung 4.13: Korrigierter Temperaturverlauf bei $Q = 1,53 \text{ l/s}$	58
Abbildung 4.14: Q - Δp -Verlauf aller Messungen mit unterschiedlichen Drehzahlen	59
Abbildung 4.15: φ - ψ -Verlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen (mit Messunsicherheit).....	60

Abbildung 4.16: Q- η -Verlauf aller Messungen mit unterschiedlichen Drehzahlen.....	61
Abbildung 4.17: φ - η -Verlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen (mit Messunsicherheit).....	61
Abbildung 4.18: Temperatur- und Druckdifferenz bei maximaler und minimaler Drehzahl ..	62
Abbildung 4.19: Verlauf der Komponenten der spezifischen Energie bei $n/n_{\text{nenn}} = 30\%$	63
Abbildung 4.20: Q- η -Verlauf für unterschiedliche Messzeiten bei Nenndrehzahl.....	63
Abbildung 4.21: Messunsicherheit bei unterschiedlichen Messzeit am BEP bei n_{nenn}	64
Abbildung 4.22: Temperaturverlauf während der Messungen am BEP	64
Abbildung 4.23: Vergleich der Messergebnisse thermodynamisch/konventionell.....	65
Abbildung 4.24: Messreihen bei $n/n_{\text{nenn}} = 70\%$ mit getauschten Messaufnehmern	66
Abbildung 4.25: Q- η -Verlauf bei Nenndrehzahl zum Vergleich der Messmethoden.....	67
Abbildung 4.26: Vergleich der direkten Messung mit der Entnahmemessung (0,25 l/s)	68
Abbildung 4.27: Messfehler des Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Förderhöhe	68
Abbildung 4.28: Q-H-Kennlinie der Pumpe CRI 15-12	70
Abbildung 4.29: Q- η -Kennlinie der Pumpe CRI 15-12	70
Abbildung 5.1: Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung bei einer Pelton-turbine [24]...	71
Abbildung 5.2: Energie- und Geschwindigkeitsverteilung bei einer Francis-turbine [6]	72
Abbildung 5.3: Schnitt Mitteldruckanlage KW Bodendorf-Paal [25]	73
Abbildung 5.4: Krafthauschnitt KW Bodendorf-Paal [25].....	73
Abbildung 5.5: Turbine des KW Bodendorf-Paal.....	74
Abbildung 5.6: Druckseitige Anschlüsse an der Mitteldruckstufe des KW Bodendorf-Paal ..	74
Abbildung 8.1: Angezeigter Temperaturverlauf bei Vorkalibrierung.....	79
Abbildung 8.2: Messaufbau zur Kalibrierung der Temperaturmessaufnehmer	80

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1: Wirkungsgraderhöhung durch Einbau neuer Turbinen [3]	2
Tabelle 1.2: Verlustquellen bei Wasserkraftwerken [3].....	3
Tabelle 1.3: Nutzen und Aufwand hydraulischer Maschinen	3
Tabelle 1.4: Stoffwerte nach Herbst-Rögener	10
Tabelle 1.5: Unsicherheit der Stoffwerte nach Herbst-Rögener [7].....	10
Tabelle 1.6: Stoffwerte nach IAPWS-IF97	11
Tabelle 1.7: Unsicherheit der Stoffwerte nach IAWPS-IF97 [8]	11
Tabelle 1.8: Unsicherheit der Stoffwerte nach IAWPS-95 [9]	12
Tabelle 2.1: Einsatzgrenzen der Nullmethode bei Turbinen	18
Tabelle 2.2: Messstellen Turbine (druckseitig) [7]	20
Tabelle 2.3: Messstellen Turbine (saugseitig) [7]	21
Tabelle 2.4: Messstellen Pumpe (saugseitig) [7].....	21
Tabelle 2.5: Messgrößen zur Bestimmung der Korrekturen	22
Tabelle 2.6: Korrekturgrenzen [7].....	27
Tabelle 2.7: Korrekturglieder ausgewählter Wasserkraftwerke [11]	27
Tabelle 2.8: Überschlägige systematische Unsicherheit [7]	29
Tabelle 2.9: Fehlereinfluss der Temperaturverteilung [7].....	29
Tabelle 2.10: Zu erwartende Größenordnung der einzelnen Messunsicherheiten	30
Tabelle 3.1: Kalibrationskonstanten SBE 3S	32
Tabelle 3.2: Spezifikationen SBE 3S [12].....	33
Tabelle 3.3: Spezifikationen Rosemount 3051 [14].....	33
Tabelle 3.4: Spezifikationen des NI 9074 [15].....	34
Tabelle 3.5: Spezifikationen (unipolar) des NI 9203 Module [18]	36
Tabelle 3.6: Spezifikationen (Input) des NI 9401 Module [19].....	38
Tabelle 4.1: Elemente des Messaufbaus nach Abbildung 4.2	47
Tabelle 4.2: Spezifikationen BF&P 10DX3311 [22]	53
Tabelle 4.3: Spezifikationen HBM T22-200 [23]	54
Tabelle 4.4: Durchgeführte Messreihen und Konfiguration des Messsystems	56
Tabelle 4.5: Bestimmung des Prüflingsvolumens	57
Tabelle 4.6: Relative Messunsicherheit in φ und ψ (Durchschnitt)	60
Tabelle 4.7: Spitzenwirkungsgrad der Pumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen	60
Tabelle 4.8: Wirkungsgradverlauf bei $n/n_{\text{nenn}} = 30 \%$	62
Tabelle 4.9: Temperaturgradient in Abhängigkeit der Messzeit	65
Tabelle 4.10: Hydraulischer Wirkungsgrad und Gesamtwirkungsgrad am BEP	66
Tabelle 4.11: Druck-/Temperaturänderung zwischen Rohrleitung und Messstelle	67
Tabelle 4.12: Datenreihe für Durchfluss, Förderhöhe und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl ..	69
Tabelle 8.1: Temperaturoffset der Messaufnehmer relativ zu SBE 032347	79
Tabelle 8.2: Ergebnis der Kalibrierung	80
Tabelle 8.3: Angezeigte Temperaturdifferenz zwischen SBE 032347 und SBE 032349	81
Tabelle 8.4: Koeffizienten und Exponenten der IF97 [8]	83
Tabelle 8.5: Konfiguration des Messsystems am 29.11.2013	90
Tabelle 8.6: Rohdaten aus FPGA-System	90
Tabelle 8.7: Messergebnisse.....	90

Formelzeichen und Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

a	[m ³ /kg]	Isothermenfaktor	
c _p	[J/(kg·K)]	spezifische Wärmekapazität	1 J = 1 kg·m ² /s ²
D, d	[m]	Durchmesser	
E	[J/kg]	spezifische Energie	
f	[Hz]	Frequenz	1 Hz = 1 1/s
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung	g _{norm} = 9,81 m/s ²
H	[m]	Fall-/Förderhöhe	
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie	
i, I _i , J _i	[-]	Koeffizienten nach IAPWS	
l	[m]	Länge	
M	[N·m]	Drehmoment	1 N = 1 kg·m/s ²
m	[kg]	Masse	
n	[1/min]	Umdrehungszahl	1 min = 60 s
P	[W]	Leistung	1 W = 1 J/s
p	[N/m ²]	Druck	1 N/m ² = 10 ⁻⁵ bar
Q	[m ³ /s]	Durchfluss	1 m ³ /s = 1000 l/s
Q _a	[J]	äußere Wärme	
R	[J/(kg·K)]	Gaskonstante	
R _{ij} , u _i	[-]	Koeffizienten nach Herbst-Rögener	
s	[J/(kg·K)]	spezifische Entropie	
T	[K]	thermodynamische Temperatur	
t	[s]	Zeit	
U	[J]	innere Energie	
V	[m ³]	Volumen	
v	[m ³ /kg]	spezifisches Volumen	
v, w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit	
W _t	[J]	technische Arbeit	
z	[m]	geodätische Höhe	

Griechische Formelzeichen

η	[-]	Wirkungsgrad	
Θ	[K]	thermodynamische Temperatur	nach IEC 60041
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität	
ρ	[kg/m ³]	Dichte	
φ	[-]	Durchflusszahl	
ψ	[-]	Druckzahl	
ω	[1/s]	Kreisfrequenz	

Indices

1	druckseitig (allgemein)
10	Leitung druckseitig
11	Messkammer druckseitig
2	saugseitig (allgemein)
20	Leitung saugseitig
21	Messkammer saugseitig
abs	absolut
el	elektrisch
g	gesamt
h	hydraulisch
is	isentrop
m	mechanisch
max	maximal
s	Sättigung
t	Tripelpunkt

Abkürzungen

AI/O	Analog Input/Output <i>Analoger Eingang/Ausgang</i>
BEP	Best Efficiency Point <i>Punkt bester Effizienz</i>
cRIO	Compact Reconfigurable Input Output <i>Kompakter, rekonfigurierbarer Ein- und Ausgang</i>
DI/O	Digital Input/Output <i>Digitaler Eingang/Ausgang</i>
DMA	Direct Memory Access <i>Direkter Speicherzugriff</i>
DN	Nenndurchmesser
FIFO	First In First Out <i>Warteschlange</i>
FPGA	Field Programmable Gate Array <i>Benutzerprogrammierbare Logikgatter-Anordnung</i>
IAPWS	International Association for the Properties of Water and Steam <i>Internationaler Verband für die Eigenschaften von Wasser und Dampf</i>
IEC	International Electrotechnical Commission <i>Internationale Elektrotechnische Kommission</i>
PN	Nenndruck
RTOS	Real-Time Operating System <i>Echtzeitbetriebssystem</i>
SCTL	Single-Cycle Timed Loop <i>Prozessortaktsynchrone Programmschleife</i>

1 Einleitung

Die Messung des Wirkungsgrades einer hydraulischen Maschine kann in vielerlei Hinsicht von großer Bedeutung sein. Sei es, um bei Inbetriebnahme einer neuen Anlage die vom Hersteller garantierten Werte zu überprüfen oder um im laufenden Betrieb an einer Verschlechterung des Wirkungsgrades das Ende der Laufzeit der Maschine und somit die Notwendigkeit von Wartungs-, Reparatur- oder Ersatzarbeiten erkennen zu können.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Messsystem zu entwickeln, das die Erfassung des hydraulischen Wirkungsgrades einer Maschine, nur durch Messung der intensiven Zustandsgrößen Druck und Temperatur, nach der thermodynamischen Methode ermöglicht.

Zur Validierung werden an einer Hochdruckpumpe, deren Wirkungsgradverlauf vom Hersteller angegeben wurde, Messungen mit zwei getrennten Messsystemen durchgeführt und die Ergebnisse verglichen. Die dadurch gewonnen Erkenntnisse sollen belegen, ob und in welchen Bereichen das für Großanlagen konzipierte Messsystem auf den Prüfstand getestet werden kann.

1.1 Nutzung der Wasserkraft

Die Nutzung der Wasserkraft gehört seit der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts zu den Grundpfeilern der österreichischen Energieversorgung. So hatte die Wasserkraft in Österreich, deren Potenziale hauptsächlich in den 1960er bis 1980er Jahren erschlossen wurden, mit rund 38.400 GWh im Jahr 2010 einen Anteil von 9,5 % an den Energieträgern am Bruttoinlandsverbrauch. Betrachtet man nur die Struktur der Aufbringung von elektrischem Strom, so liegt der Anteil bei knapp 50 % [1].

Weltweit deckt die Wasserkraft mit ca. 8,2 PWh jährlich rund 6 % des Primärenergiebedarfs von 140 PWh/a ab. Doch obgleich das technische Potential um rund ein 4-faches höher ist, werden die Revitalisierung, die Modernisierung und die grundlegende Überarbeitung bestehender Kraftwerke immer attraktiver. Dies ist nicht zuletzt dem Umstand geschuldet, dass rund 30 % der Wasserkraftwerke weltweit älter als 40 Jahre sind [2].

Abbildung 1.1 zeigt den Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades sowie der Zuverlässigkeit und der Betriebs- und Wartungskosten (O&M Costs). Angesichts dessen, dass der hydraulische Wirkungsgrad eine punktuell feststellbare Größe darstellt, kann dieser zur Beurteilung des Maschinenzustands herangezogen werden, ehe große Kosten durch Betriebsstörungen bis hin zum Totalausfall auftreten.

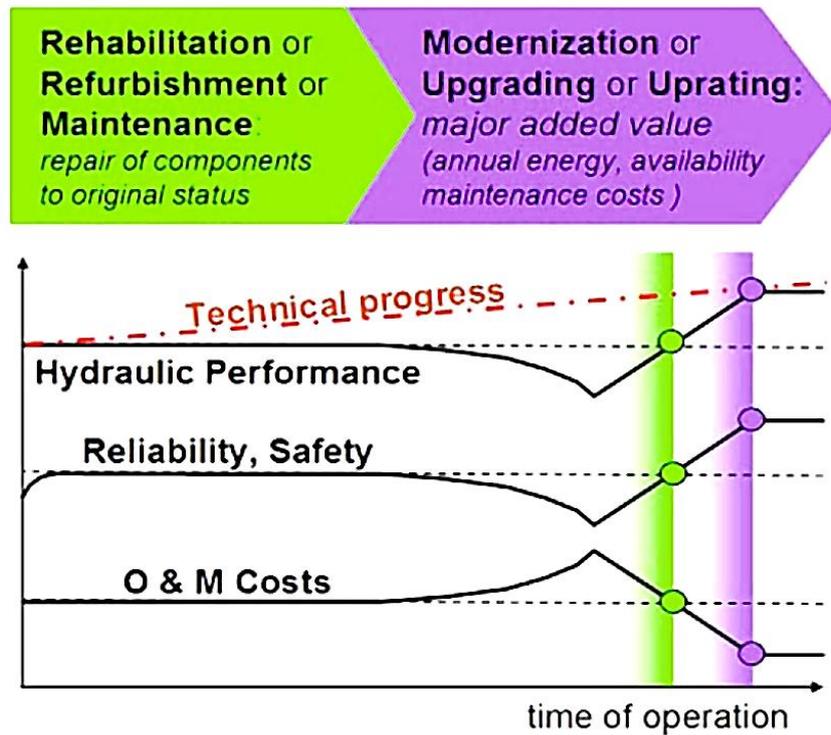


Abbildung 1.1: Zeitlicher Verlauf von Wirkungsgrad, Zuverlässigkeit und Kosten [2]

Während bei einer Revitalisierung bestehender Anlagen der Wirkungsgrad der Anlage, den sie bei Inbetriebnahme hatte, lediglich wieder hergestellt wird, kann bei eine Modernisierung durch den technischen Fortschritt ein Wirkungsgradzuwachs darüber hinaus erzielt werden. Allein in Österreich könnte durch die Modernisierung von knapp über 60 Anlagen mit einer Leistung über 10 MW die Jahreserzeugung um 280 GWh gesteigert werden [3]. Das entspricht in etwa dem Regelarbeitsvermögen (RAV) des Vermuntwerks in Vorarlberg [4] oder beinahe dem gesamten RAV der vieldiskutierten Murkraftwerke in Stübing (57,8 GWh), Gratkorn (54,2 GWh), Graz-Puntigam (74,0 GWh), Gössendorf (88,6 GWh) und Kalsdorf (81,2 GWh) [5].

Tabelle 1.1: Wirkungsgraderhöhung durch Einbau neuer Turbinen [3]

Baujahr	Lastbereich		
	50 %	75 % (Optimum)	100 %
1925	6 %	4 %	6 %
1950	3 %	2 %	3 %
1975	1,5 %	1 %	1,5 %

1.2 Wirkungsgrad hydraulischer Anlagen

Betrachtet man ein Wasserkraftwerk in seiner Gesamtheit, so liegt der Wirkungsgrad der Umformung von mechanischer Energie in elektrische je nach Maschinentyp und Baugröße zwischen 70 % und 90 %, wobei ein mittlerer Wirkungsgrad von 86,6 % angenommen werden kann [3].

Eine Einteilung der Verlustquellen ist in Tabelle 1.2 dargestellt. In weiterer Folge wird nur auf Verluste eingegangen, die sich der Verlustgruppe 1 zurechnen lassen, da die Verlustgruppen 2 und 3 nur mit teils erheblichen baulichen Veränderungen beeinflusst werden können.

Tabelle 1.2: Verlustquellen bei Wasserkraftwerken [3]

Verlust- gruppe	Quelle	von	bis
1	Turbine/Generator	5 %	15 %
2	Reibungsverluste in Leitungen von Ausleitungskraftwerken	2 %	10 %
3	Wasserverluste durch Kapazitätsgrenzen von Laufkraftwerken	10 %	20 %

Der klassische Ansatz zur Betrachtung des Wirkungsgrades ist es, den Quotienten zwischen „Nutzen“ und „Aufwand“ zu bilden.

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \quad (1.1)$$

Dabei muss bei der Definition von Nutzen und Aufwand bei einer hydraulischen Maschine zunächst unterschieden werden, ob sie als Kraftmaschine (Turbine) oder Arbeitsmaschine (Pumpe) eingesetzt wird (vgl. Tabelle 1.3).

Tabelle 1.3: Nutzen und Aufwand hydraulischer Maschinen

	Nutzen	Aufwand
Kraftmaschine	mechanische/elektrische Leistung	hydraulische Leistung
Arbeitsmaschine	hydraulische Leistung	mechanische/elektrische Leistung

Die hydraulische Leistung P_h ist in der IEC 60041 als definiert als

$$P_h = \bar{g} \cdot H \cdot (\rho \cdot Q)_1 \quad (1.2)$$

mit

$$\bar{g} \cdot H = E_h = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (1.3)$$

Je nach Messmethode wird dies mit der mechanischen oder elektrischen Leistung ins Verhältnis gebracht.

1.2.1 Konventionelle Messmethoden

Unter der Beziehung „konventionellen Messmethoden“ sind all jene Methoden zu verstehen, bei denen die hydraulische Leistung ins Verhältnis gebracht wird, die nicht im Fluidstrom bestimmt wird. Dies kann die mechanische Leistung sein, die sich für eine rotierenden Maschine als

$$P = M \cdot \omega \quad (1.4)$$

darstellen lässt, oder auch die elektrische Leistung des Motors bzw. Generators, die mit

$$P = U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (1.5)$$

gestimmt werden kann. Der Wirkungsgrad einer hydraulischen Maschine kann somit als

$$\eta = \begin{cases} \frac{P}{P_h} & \text{für Turbinen} \\ \frac{P_h}{P} & \text{für Pumpen} \end{cases} \quad (1.6)$$

geschrieben werden, wobei es sich hierbei um den Gesamtwirkungsgrad der Anlage handelt. Dieser ist das Produkt aller Teilwirkungsgrade

$$\eta = \prod_i \eta_i = \eta_h \cdot \eta_m \cdot (\eta_{el}) \quad (1.7)$$

wobei der hydraulische Wirkungsgrad η_h die Strömungsmaschine beschreibt. Der mechanische Wirkungsgrad η_m beinhaltet aller Verluste, die durch Dichtungen und Lagerung entstehen, während, bei Messung der elektrischen Leistung, der elektrische Wirkungsgrad η_{el} die Verluste des Motors bzw. Generators berücksichtigt.

Während die Messung der elektrischen Leistung in Wasserkraftanlagen im Allgemeinen immer bereits vorgesehen ist, stellt die Messung des Durchflusses Q zur Bestimmung der hydraulischen Leistung eine herausfordernde Aufgabe dar [6]. Diese Problematik kann umgangen werden, wenn die zum Vergleich herangezogene Leistung ebenfalls linear vom Durchfluss abhängt.

1.2.2 Thermodynamische Messmethode

Im Gegensatz zur konventionellen Messmethode wird bei der thermodynamischen Methode die hydraulische Leistung, die weiterhin nach (1.2) ermittelt wird, nicht mit einer äußeren Leistung ins Verhältnis gebracht, sondern mit der gesamten Energieänderung im Fluid (mechanische Leistung). Durch Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme

$$dU + dE_a = \delta Q_a + \delta W_t + \sum_i dm_i \cdot (h_i + e_{a_i}) \quad (1.8)$$

wobei in weiterer Folge von einem adiabaten, stationären Fließprozess ($\delta Q_a = 0$, $dU = 0$, $dE_a = 0$, $|\dot{m}_1| = |\dot{m}_2| = \dot{m}$ und $dW_a/dt = P_m$) ausgegangen wird (siehe Abbildung 1.2), kann für die mechanische Leistung am Laufrad der Ausdruck

$$P_m = \dot{m} \cdot [(h_2 + e_{a_2}) - (h_1 + e_{a_1})] = \dot{m} \cdot [(h_2 - h_1) + (e_{a_2} - e_{a_1})] \quad (1.9)$$

gefunden werden.

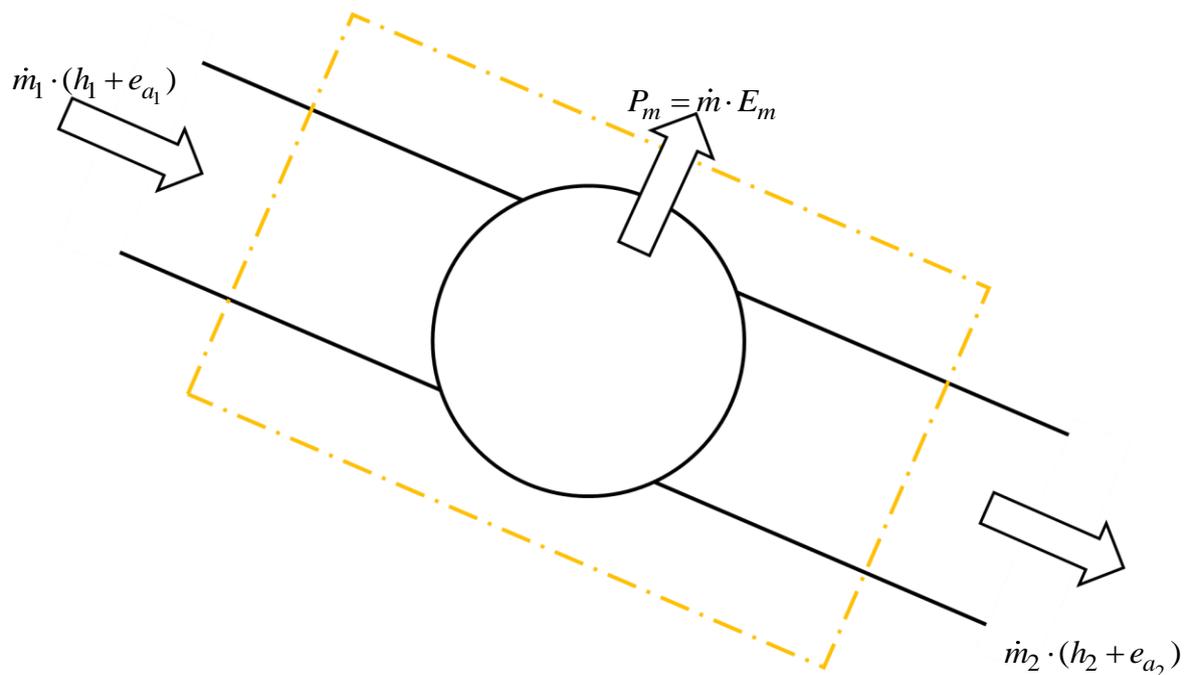


Abbildung 1.2: Bilanzierung einer Turbine [7]

Da auch in der hydraulischen Leistung der Massenstrom $\dot{m} = (\rho \cdot Q)_1$ als Faktor auftritt, kann dieser bei Bildung des Wirkungsgrades gekürzt werden. Dadurch werden nur mehr die spezifische Änderung der mechanischen Energie E_m in J/kg sowie die spezifische Änderung der hydraulischen Energie E_h , ebenfalls in J/kg, betrachtet. Für den hydraulische Wirkungsgrad ergibt sich somit die Gleichung

$$\eta_h = \begin{cases} \frac{E_m}{E_h} = \frac{P_m}{P_h} & \text{für Turbinen} \\ \frac{E_h}{E_m} = \frac{P_h}{P_m} & \text{für Pumpen} \end{cases} \quad (1.10)$$

Mit der thermodynamischen Methode lässt sich folglich der hydraulische Wirkungsgrad der Maschine beurteilen, der Einfluss von Lagerung, Dichtung und Motor/Generator gehen hier nicht ein. Dies gilt jedoch nur, solange die eingangs getroffene Voraussetzung des adiabaten Systems gegeben ist. Da ein reales System diese Voraussetzungen nicht erfüllt ($\delta Q_a \neq 0$) und durch auftretende Leckagen auch $|\dot{m}_1| = |\dot{m}_2| = \dot{m}$ nicht immer erfüllt ist, müssen Korrekturen hinzugenommen werden. Diese werden nachfolgend in Kapitel 2.4 eingeführt und beschrieben.

1.3 Thermodynamische Grundlagen

Zur Bestimmung des Wirkungsgrades nach der thermodynamischen Methode ist es notwendig, die Änderung der Enthalpie und der äußeren Energie zu messen. Während die Änderung der äußeren Energie

$$e_{a_2} - e_{a_1} = \left(\frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \left(\frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \quad (1.11)$$

durch Messung der Strömungsgeschwindigkeit und der geodätischen Höhe bestimmt werden kann, ist die Änderung der Enthalpie zunächst nicht mit messtechnisch erfassbaren Größen in Verbindung zu bringen. Diese Abhängigkeit der Enthalpie von Druck und Temperatur soll nachfolgend abgeleitet werden.

Die Fundamentalgleichung der Thermodynamik

$$du = Tds - pdv \quad (1.12)$$

kann über die Definition der Enthalpie h

$$h = u + p \cdot v \quad (1.13)$$

beziehungsweise dem totalen Differenzial von (1.13)

$$dh = du + pdv + vdp \quad (1.14)$$

in die Form

$$dh = Tds + vdp \quad (1.15)$$

übergeführt werden. Für isentrope Zustandsänderungen mit $ds = 0$ gilt folglich aus (1.15)

$$dh_{is} = vdp = \frac{1}{\rho} dp \quad (1.16)$$

Die Enthalpie, die im Allgemeinen nach Gl. (1.15) als Funktion des Drucks und der Entropie beschrieben werden kann, kann bei einphasigen Fluiden auch als Funktion von Druck und Temperatur betrachtet werden. Daraus folgt das totale Differential

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp + \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT \quad (1.17)$$

mit dem Isothermenfaktor a

$$a := \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \quad (1.18)$$

und dem Isobarenfaktor c_p

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (1.19)$$

üblicher Weise als spezifische isobare Wärmekapazität bezeichnet. Während die spezifische isobare Wärmekapazität gebräuchlich und als Stoffwert bekannt ist, soll der Isothermenfaktor in weitere Folge genauer untersucht werden.

Differenziert man Gl. (1.15) unter Konstant halten der Temperatur nach dem Druck, so erhält man den Ausdruck

$$\left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = T \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T + v = a \quad (1.20)$$

Durch Einführung der Freien Enthalpie g , auch als Gibbs Energie bezeichnet, als

$$g = h - T \cdot s \quad (1.21)$$

erhält man als totales Differential von Gl. (1.21)

$$dg = dh - Tds - sdT \quad (1.22)$$

dass mit Gl. (1.15) auch als

$$dg = vdp - sdT \quad (1.23)$$

geschrieben werden kann. Wendet man den Satz von Schwarz auf die Freie Enthalpie an, so lässt sich aus

$$\frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\partial}{\partial p} g(p, T) \right) = \frac{\partial}{\partial p} \left(\frac{\partial}{\partial T} g(p, T) \right) \quad (1.24)$$

mit

$$\frac{\partial g}{\partial p} = v \quad (1.25)$$

und

$$\frac{\partial g}{\partial T} = -s \quad (1.26)$$

der Zusammenhang

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = - \left(\frac{\partial s}{\partial p} \right)_T \quad (1.27)$$

ableiten. Durch Einsetzen von Gl. (1.27) in Gl. (1.20) lässt sich für den Isothermenfaktor der Zusammenhang

$$a = v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (1.28)$$

ableiten. Folglich ergibt sich die Entropieänderung zwischen zwei Punkten gemäß Gl. (1.17) zu

$$h_2 - h_1 = \int_{p_1}^{p_2} a dp + \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \quad (1.29)$$

wobei für isentrope Zustandsänderungen auch gemäß (1.16) der Ausdruck

$$(h_2 - h_1)_{is} = \int_{p_1}^{p_2} \frac{1}{\rho} dp \quad (1.30)$$

gefunden werden kann.

Drei thermodynamische Eigenschaften von Wasser, nämlich Dichte, spezifische isobare Wärmekapazität und Isothermenfaktor, fließen in die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades durch die thermodynamische Methode ein. Zahlenwerte hierfür sind unter anderem in der IEC 60041 angegeben.

Um die Stoffwerte, die, weiterhin unter Voraussetzung einer einphasigen Strömung, von den beiden intensiven Zustandsgrößen Druck und Temperatur abhängig sind, berechnen zu können, sind empirisch ermittelte Gleichungen erforderlich. Die Formulierungen dieser Gleichungen durch Herbst und Rögner (1977) sowie durch die International Association for the Properties of Water and Steam (1997) seien hier vorgestellt.

1.3.1 Stoffwerte nach Herbst-Rögener

Die Formulierung durch Herbst und Rögener aus dem Jahr 1977 bietet die Grundlage der in der IEC 60041 angeführten Tabellen und sind eben dieser entnommen. Die Formeln leiten sich aus der Zustandsgleichung der Freien Enthalpie ab, die selbst jedoch nicht angeführt wird. Die Stoffwerte gelten streng genommen nur für reines Wasser, es ist jedoch zulässig diese Werte bis zu einem Schwebstoffanteil von 0,1 g/kg und einen Anteil ungelöster Gase von 5 cm³/kg ohne Korrekturen zu verwenden [7].

Dichte in kg/m³:

$$\rho = 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1} \quad (1.31)$$

Isothermenkoeffizient in m³/kg:

$$a = \frac{1}{\rho} - \Theta \left[\frac{\partial(1/\rho)}{\partial \Theta} \right]_p = 10^{-2} \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} - \Theta \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 j \cdot R_{ij} \cdot \alpha^{(j-1)} \cdot \beta^{(i-1)} \right] \quad (1.32)$$

Spezifische isobare Wärmekapazität in J/(kg K):

$$c_p = -10^3 \cdot \Theta \left[\sum_{j=2}^4 u_j j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \ln \beta \sum_{j=2}^3 R_{0,j} j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=2}^3 \frac{1}{i} R_{ij} j(j-1) \alpha^{(j-2)} \cdot \beta^i \right] \quad (1.33)$$

Die Abhängigkeit von Druck und Temperatur fließen über die dimensionslosen Variablen β und α in den Gleichungen ein.

$$\beta = \frac{1}{p^*} (p_{abs} + 200 \cdot 10^5) \quad (1.34)$$

$$\alpha = \frac{1}{\Theta^*} (\Theta - \Theta_1) \quad (1.35)$$

mit

$$p^* = 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Theta^* = 1 \text{ K}$$

Die beiden Koeffizientenmatrizen u_j und R_{ij} sowie die Referenztemperatur Θ_1 sind in zwei von der Temperatur abhängigen Sätzen definiert und in Anhang A2 aufgelistet.

Eine Auswertung der Gleichungen ist in Tabelle 1.4 für drei Punkte dargestellt. Der relative systematische Fehler der Werte, die nach diesem Verfahren berechnet werden ist in Tabelle 1.5 angeführt.

Tabelle 1.4: Stoffwerte nach Herbst-Rögener

Druck	bar	1	50	1,013
Temperatur	°C	10	10	20
Dichte	kg/m ³	999,703	1002,03	998,199
Isothermenfaktor	m ³ /kg	0,97532·10 ⁻³	0,96970·10 ⁻³	0,94099·10 ⁻³
spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg·K)	4196,19	4177,63	4181,20

Tabelle 1.5: Unsicherheit der Stoffwerte nach Herbst-Rögener [7]

Stoffwert	relativer systematischer Fehler
Dichte	0,1 %
Isothermenfaktor	0,2 %
spezifische isobare Wärmekapazität	0,5 %
spezifische Enthalpieänderung	-

1.3.2 Stoffwerte nach IAPWS-IF97

Die International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS), eine Vereinigung von 14 Ländern, unter anderem Deutschland, Frankreich und den USA, stellte 1997 eine Formulierung der thermodynamischen Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf für den industriellen Gebrauch zur Verfügung, die „IAPWS Industrial Formulation 1997“ (IAPWS-IF97).

Die Formulierung einer dimensionslosen Fundamentalgleichung für die Freie Enthalpie für den Bereich $273,15 \text{ K} \leq T \leq 623,15 \text{ K}$ und $p_s(T) \leq p \leq 100 \text{ MPa}$ lautet

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1,222)^{J_i} \quad (1.36)$$

mit den dimensionslosen Größen $\pi = p/p^*$ und $\tau = T^*/T$ sowie den dimensionsbehafteten Größen $p^* = 16,53 \text{ MPa}$, $T^* = 1386 \text{ K}$ und $R = 461,526 \text{ J/(kg·K)}$.

Aus der Gleichung der Freien Enthalpie und der Enthalpie lassen sich nun durch die partiellen Ableitungen nach Druck und Temperatur die Stoffwerte bestimmen.

Enthalpie in kJ/kg:

$$h = g - T \left[\frac{\partial g}{\partial T} \right]_p = RT \cdot \tau \cdot \gamma_\tau = RT \cdot \tau \cdot \sum_{i=1}^{34} n_i (7,1 - \pi)^{I_i} J_i (\tau - 1,222)^{J_i - 1} \quad (1.37)$$

Dichte in kg/m³:

$$\rho = \left[\left(\frac{\partial g}{\partial p} \right)_T \right]^{-1} = \left[\frac{RT}{p} \cdot \pi \cdot \gamma_\pi \right]^{-1} = \left[\frac{RT}{p} \cdot \pi \cdot \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i(7, 1-\pi)^{I_i-1} J_i(\tau-1, 222)^{J_i-1} \right]^{-1} \quad (1.38)$$

Isothermenkoeffizient in m³/kg:

$$a = \left[\frac{\partial h}{\partial p} \right]_T = \frac{RT}{p} \cdot \pi \cdot \tau \cdot \gamma_{\pi\tau} = \frac{RT}{p} \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sum_{i=1}^{34} -n_i I_i(7, 1-\pi)^{I_i-1} J_i(\tau-1, 222)^{J_i-1} \quad (1.39)$$

Spezifische isobare Wärmekapazität in J/(kg K):

$$c_p = \left[\frac{\partial h}{\partial T} \right]_p = -R \cdot \tau^2 \cdot \gamma_{\tau\tau} = -R \cdot \tau^2 \cdot \sum_{i=1}^{34} n_i (7, 1-\pi)^{I_i} J_i(J_i-1)(\tau-1, 222)^{J_i-2} \quad (1.40)$$

Die numerischen Werte der Koeffizienten und Exponenten für die dimensionslose Freie Enthalpie sind im Anhang A2 in Tabelle 8.4 angeführt.

Eine Auswertung der Gleichungen ist in Tabelle 1.6 für drei Punkte dargestellt. Der relative systematische Fehler der Werte, die nach diesem Verfahren berechnet werden, ist in Tabelle 1.7 angeführt.

Tabelle 1.6: Stoffwerte nach IAPWS-IF97

Druck	bar	1	50	1,013
Temperatur	°C	10	10	20
Dichte	kg/m ³	999,701	1002,03	998,206
Isothermenfaktor	m ³ /kg	0,97534·10 ⁻³	0,96971·10 ⁻³	0,94112·10 ⁻³
spezifische isobare Wärmekapazität	J/(kg·K)	4195,45	4177,27	4184,79

Tabelle 1.7: Unsicherheit der Stoffwerte nach IAWPS-IF97 [8]

Stoffwert	relativer systematischer Fehler
Dichte	0,003 %
Isothermenfaktor	- %
spezifische isobare Wärmekapazität	0,2 %
spezifische Enthalpieänderung	0,1 %

Wie der Vergleich zwischen Tabelle 1.5 und Tabelle 1.7 zeigt, ist für das Berechnungsverfahren nach IAPWS-IF97 eine teils erheblich höhere Genauigkeit angegeben. Weiterführend wird in Kapitel 2.5 die Auswirkung dieser Unsicherheit auf die Unsicherheit der Wirkungsgradbestimmung untersucht. Sollte eine höhere Genauigkeit der Stoffwerte gefordert sein, sei an dieser Stelle auf die „IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use“ (IAPWS-95) hingewiesen. Die in der IAPWS-95 erreichten Unsicherheiten sind in Tabelle 1.8 angeführt.

Tabelle 1.8: Unsicherheit der Stoffwerte nach IAWPS-95 [9]

Stoffwert	relativer systematischer Fehler
Dichte	0,001 %
Isothermenfaktor	- %
spezifische isobare Wärmekapazität	0,1 %
spezifische Enthalpieänderung	0,1 %

1.3.3 Darstellung des hs-Diagramms für Fluide

Eine Möglichkeit, um thermodynamische Zustandsänderungen darzustellen, ist das Enthalpie-Entropie-Diagramm, kurz hs-Diagramm. Durch die beiden unabhängigen Zustandsgrößen Enthalpie und Entropie, bzw. den entsprechenden spezifischen Größen, kann jeder Zustand thermodynamisch eindeutig beschrieben werden. Im zweidimensionalen hs-Diagramm können somit für jeden Punkt eine beliebige Anzahl weiterer Zustandsgrößen berechnet werden. Üblich ist die Darstellung weiterer Zustandsgrößen als Isarithmen (vom altgriechischen ἴσος „gleich“ und ἀριθμός „Zahl“), auf denen jeder Punkt den gleichen Wert hat. Gebräuchliche Isarithmen sind Isotherme (Kurven gleicher Temperatur), Isobare (Kurven gleichen Druckes) und Isochore (Kurven gleichen spezifischen Volumens).

Gemäß einer Übereinkunft der IAPWS von 1956 wird der Tripelpunkt ($T_t = 273,16$ K, $p_t = 611,657$ Pa) als Nullpunkt der spezifischen inneren Energie und der spezifischen Entropie von Wasser genutzt. Daraus resultiert die spezifische Enthalpie für gesättigtes Wasser am Tripelpunkt von $0,611783$ J/kg.

Abbildung 1.3 zeigt ein hs-Diagramm für flüssiges Wasser im Temperaturbereich von 0 °C bis 11 °C und im Druckbereich bis 150 bar.

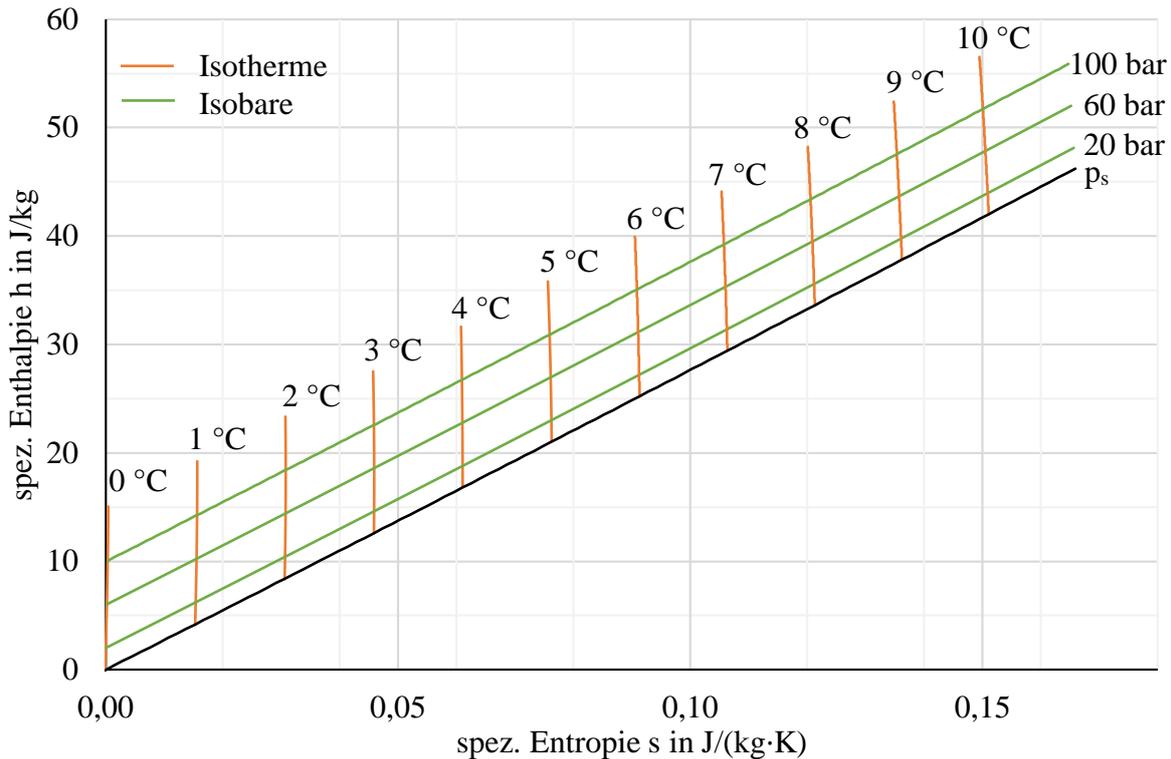


Abbildung 1.3: hs-Diagramm von flüssigem Wasser ($p_s \leq p \leq 150 \text{ bar}$; $0 \text{ °C} \leq T \leq 11 \text{ °C}$)

Der Verlauf der Isobaren kann, unter Anwendung der Fundamentalgleichung der Thermodynamik und der Definition der Enthalpie, in der Form

$$\left(\frac{dh}{ds}\right)_p = T \quad (1.41)$$

gefunden werden. Dies gilt sowohl für reale wie auch für ideale, inkompressible Flüssigkeiten. Für den Verlauf der Isotherme ergibt sich, unter Verwendung des Isothermenfaktors nach Gleichung (1.18) der Ausdruck

$$\left(\frac{dh}{ds}\right)_T = T \cdot \left(\frac{a}{a-v}\right) \quad (1.42)$$

Für ein ideales Fluid, das als inkompressibel angenommen werden kann, gilt

$$\lim_{dv/dp \rightarrow 0} \left(\frac{dh}{dp}\right)_T = v \quad (1.43)$$

und somit

$$\left(\frac{dh}{ds}\right)_{T,\text{ideal}} = \infty \quad (1.44)$$

wodurch die Isothermen eines idealen Fluides im hs-Diagramm stets vertikal verlaufen, die des realen Fluides jedoch im Allgemeinen gemäß (1.42) geneigt sind.

2 Thermodynamische Methode nach IEC 60041

Die IEC 60041, österreichische Norm-Nummer ÖVE EN 60041, regelt Abnahmeversuche zur Bestimmung der hydraulischen Eigenschaften von Wasserturbinen, Speicherpumpen und Pumpturbinen. Darin wird auch auf die thermodynamische Methode eingegangen. Der Wirkungsgrad wird in der IEC 60041 für Turbinen mit

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E_m}{E_h \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} \cdot E_m} \cdot \frac{P}{P_m} \quad (2.1)$$

und für Pumpen mit

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E_h \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} \cdot E_m}{E_m} \cdot \frac{P_m}{P} \quad (2.2)$$

definiert. Der Korrekturterm der hydraulischen Leistung ΔP_h ist im Fall der thermodynamischen Methode nicht benötigt [7] und kann gleich Null gesetzt werden.

Während die spezifische hydraulische Energie nach Gleichung (1.3) berechnet wird, ist, sofern keine Nebenströme zwischen den Referenzebenen zugeführt oder abgezweigt werden, die spezifische mechanische Energie definiert als

$$E_m = E_{10-20} = \bar{a}(p_{abs10} - p_{abs20}) + \bar{c}_p(\Theta_{10} - \Theta_{20}) + \frac{v_{10}^2 - v_{20}^2}{2} + g(z_{10} - z_{20}) \quad (2.3)$$

Da in der Praxis die Messung jedoch meist nicht direkt in der Strömung realisierbar ist, wird ein geringer Anteil des strömenden Fluides in Messkammern abgezweigt (siehe Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2). Damit ergibt sich eine abgewandelte Form von Gleichung (2.3) als

$$E_m = E_{11-21} = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m \quad (2.4)$$

wobei die Mittelwerte \bar{a} und \bar{c}_p für den mittlerem Druck und die mittlere Temperatur

$$\bar{p} = \frac{P_{abs11} + P_{abs21}}{2} \quad (2.5)$$

und

$$\bar{\Theta} = \frac{\Theta_{11} + \Theta_{21}}{2} \quad (2.6)$$

berechnet werden.

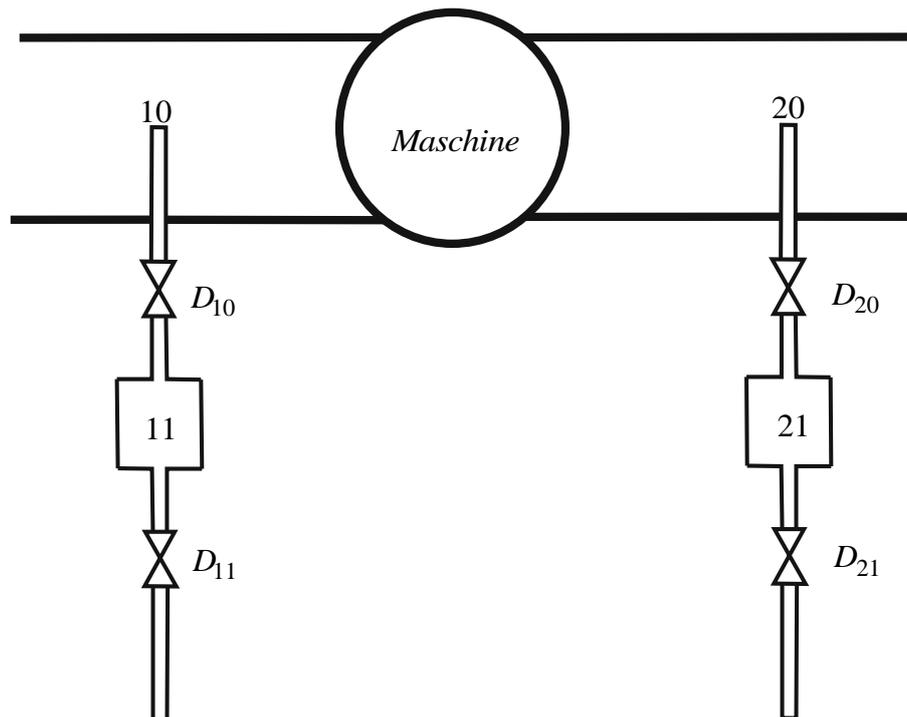


Abbildung 2.1: Prinzipieller Messaufbau bei Gegendruckmaschinen [7]

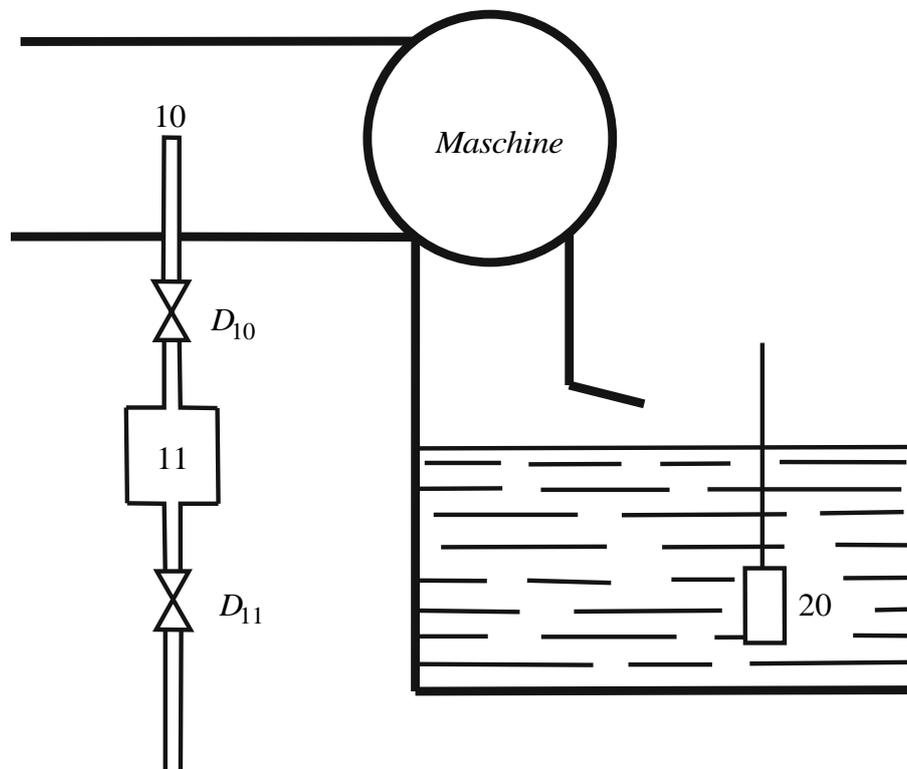


Abbildung 2.2: Prinzipieller Messaufbau bei einer freien Oberfläche saugseitig [7]

Die in Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2 dargestellten Drosselorgane dienen zum einen zur Einstellung des Druckniveaus in der Messkammer (D_{10} bzw. D_{20}), zum anderen zur Regulierung der Entnahmemenge (D_{11} bzw. D_{21}).

2.1 Messmethoden

Abhängig davon, wie groß die Entspannung zwischen der Entnahmestelle in der Druckleitung (10) und der Messkammer (11) ist, wird in der IEC 60041 in zwei Messmethoden unterschieden. Die Methoden unterscheiden sich sowohl durch die Anforderungen, die an die Temperaturmessung gestellt werden, wie auch durch die Grenzen ihrer Einsatzgebiete. Beide Messmethoden stellen jedoch hohe Ansprüche an die Genauigkeit der Druckmessung.

2.1.1 Direkte Methode

Die direkte Methode ist durch eine minimale Entspannung zwischen Druckrohr und Messkammer gekennzeichnet. Diese entsteht durch Drosselung in der Entnahmesonde und durch Druckverluste in eventuell vorhandenen Leitungen zwischen Entnahmesonde und Messkammer. Die Drossel D_{10} ist vollständig geöffnet oder nicht vorhanden. Diese Methode stellt für die Temperaturmessung hohe Ansprüche an die Genauigkeit. Der Vorteil der direkten Methode ist, dass ihr Einsatzgebiet nur durch die Genauigkeit der Messung begrenzt ist jedoch keine Prinzip bedingten Grenzen hat.

Die Thermometer müssen für eine IEC 60041 konforme Messung nach der direkten Methode vor der Messung vor Ort kalibriert werden. Hierzu werden zwei Messkammern, wie in Abbildung 2.3 dargestellt, an der Druckseite der Maschine angeschlossen. Durch eine verstellbare Drossel zwischen den Messkammern (D_{11}) kann das Druckniveau in der 2. Messkammer variiert werden, die Drossel D_{12} dient zur Einstellung des Entnahmestromes.

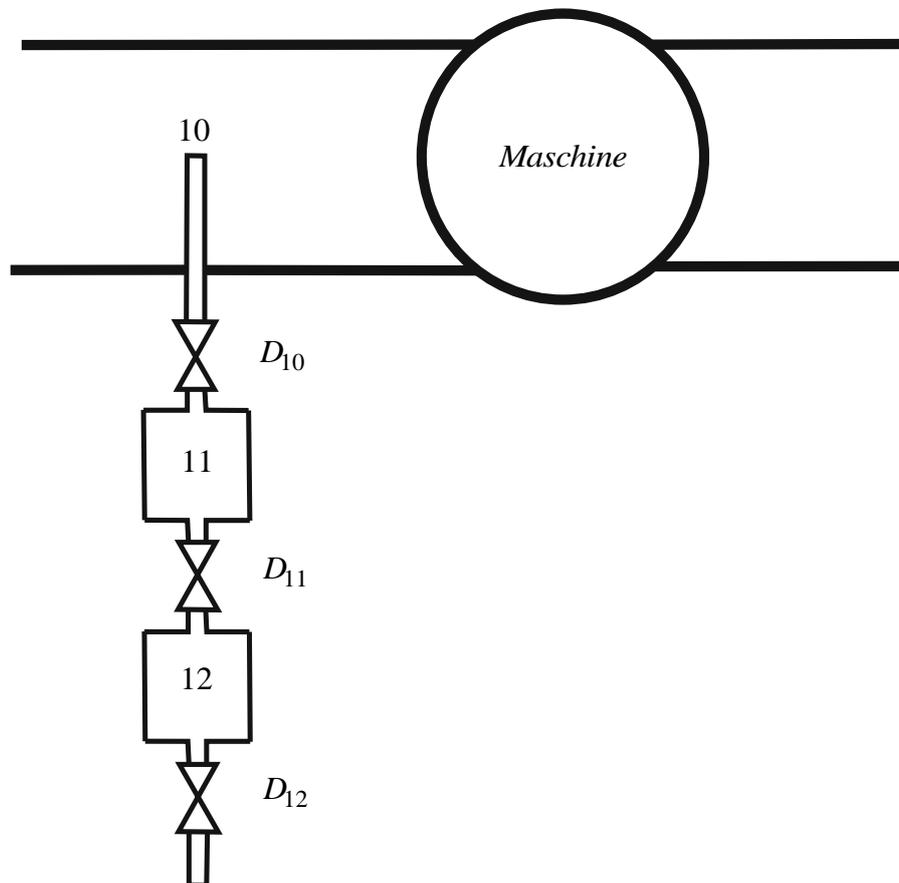


Abbildung 2.3: Prinzipieller Aufbau zur Kalibrierung der Thermometer vor Ort [7]

Unter der Voraussetzung einer idealen Isolierung des Systems der beiden Messkammern und der Drossel D_{11} , ändert sich die Enthalpie zwischen 11 und 12 nicht.

$$E_{11-12} = 0 = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs12}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{12}) + \frac{v_{11}^2 - v_{12}^2}{2} + g(z_{11} - z_{12}) \quad (2.7)$$

Durch konstruktive Maßnahmen lässt sich bewerkstelligen, dass in beiden Messkammern gleiche Strömungsgeschwindigkeiten herrschen und die Messebenen die gleiche geodätische Höhe aufweisen. Damit kann man aus Gl. (2.7) die nur mehr von der Druckdifferenz und den Stoffwerten abhängige Temperaturdifferenz

$$\Theta_{11} - \Theta_{12} = -\frac{\bar{a}}{\bar{c}_p}(p_{abs11} - p_{abs12}) \quad (2.8)$$

bestimmen. Dieser Vorgang lässt sich im h - s -Diagramm als Horizontale darstellen (vgl. Abbildung 2.4)

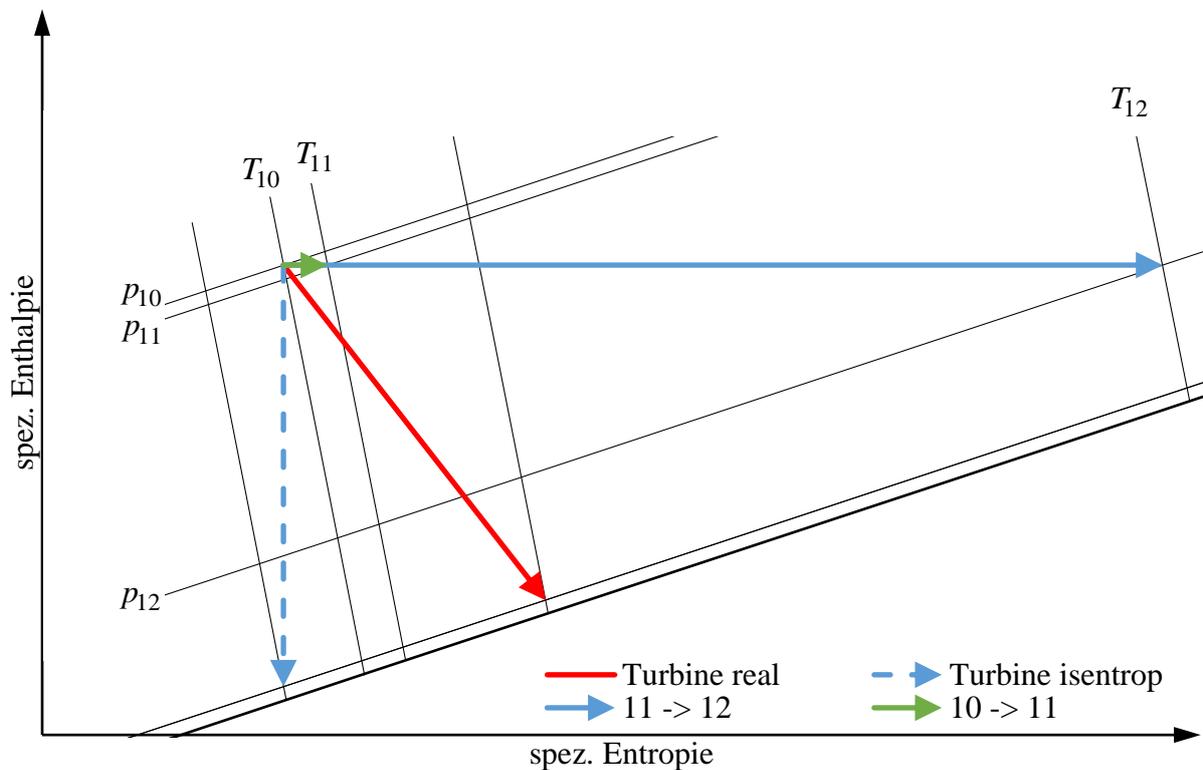


Abbildung 2.4: Darstellung des Kalibriervorganges im h - s -Diagramm

2.1.2 Teilentspannungs- oder Nullmethode

Die Nullmethode kennzeichnet sich dadurch aus, dass keine genaue Messung der Temperaturdifferenz, sondern die Temperaturgleichheit in den Messkammern angestrebt wird. Dazu wird bei Turbinen ein fein einstellbares Ventil zwischen Druckleitung und Messkammer eingebaut (D_{10}). Der Druckverlust durch das Ventil wird von Null weg solange erhöht, bis die Temperatur T_{11} auf den Wert von T_{20} bzw. T_{21} gestiegen ist. Bei Pumpen muss der Temperaturabgleich durch Regulierung von D_{10} erfolgen. An die Thermometer werden hierbei hohe Ansprüche be-

treffend Präzision und Wiederholbarkeit gestellt. Ansprüche an die Genauigkeit sind untergeordnet, da lediglich die Temperaturgleichheit, nicht jedoch die Temperatur selbst bestimmt werden muss. Wengleich die Anforderungen an die Temperaturmessung hier geringer ausfallen als bei der direkten Methode, müssen doch deutliche Einschränkungen hinsichtlich der Einsatzgebiete hingenommen werden. Der Temperaturabgleich zwischen T_{11} und T_{20}/T_{21} kann bei Turbinen nur dann erfolgen, wenn die T_{10} unter T_{20} liegt. Bei sehr effizienten Maschinen kann die Abkühlung, die durch die Expansion bei Wassertemperaturen über ungefähr $4\text{ }^\circ\text{C}$ auftritt, größer sein als die Erwärmung aufgrund von Verlusten. Eine Auswertung der Einsatzgrenzen bei ausgewählten Temperaturen ist in Tabelle 2.1 aufgelistet. Da bei Pumpen sowohl Verluste wie auch Kompression über $4\text{ }^\circ\text{C}$ zu einer Erwärmung führen, ist die Nullmethode nur durchführbar, wenn der saugseitige Überdruck eine Entspannung bis zur Temperaturgleichheit zulässt.

Tabelle 2.1: Einsatzgrenzen der Nullmethode bei Turbinen

Wassertemperatur [$^\circ\text{C}$]	Grenzwirkungsgrad
4	100 %
10	97 %
15	95%
20	94 %
25	92 %

Die Thermometer, die zur Feststellung der Temperaturgleichheit eingesetzt werden, müssen vor der Messung in einem gemeinsamen Wasserbad abgeglichen werden. Dieser Abgleich muss in einem Bereich von 5 K um die Wassertemperatur in der Druckleitung bei drei unterschiedlichen Temperaturen erfolgen [7].

Zur Veranschaulichung sind sowohl die thermodynamischen Vorgänge bei Durchführung der direkten Methode wie auch der Nullmethode in Abbildung 2.5 gemeinsam in ein h - s -Diagramm für eine Turbine mit freier Oberfläche an der Saugseite eingetragen.

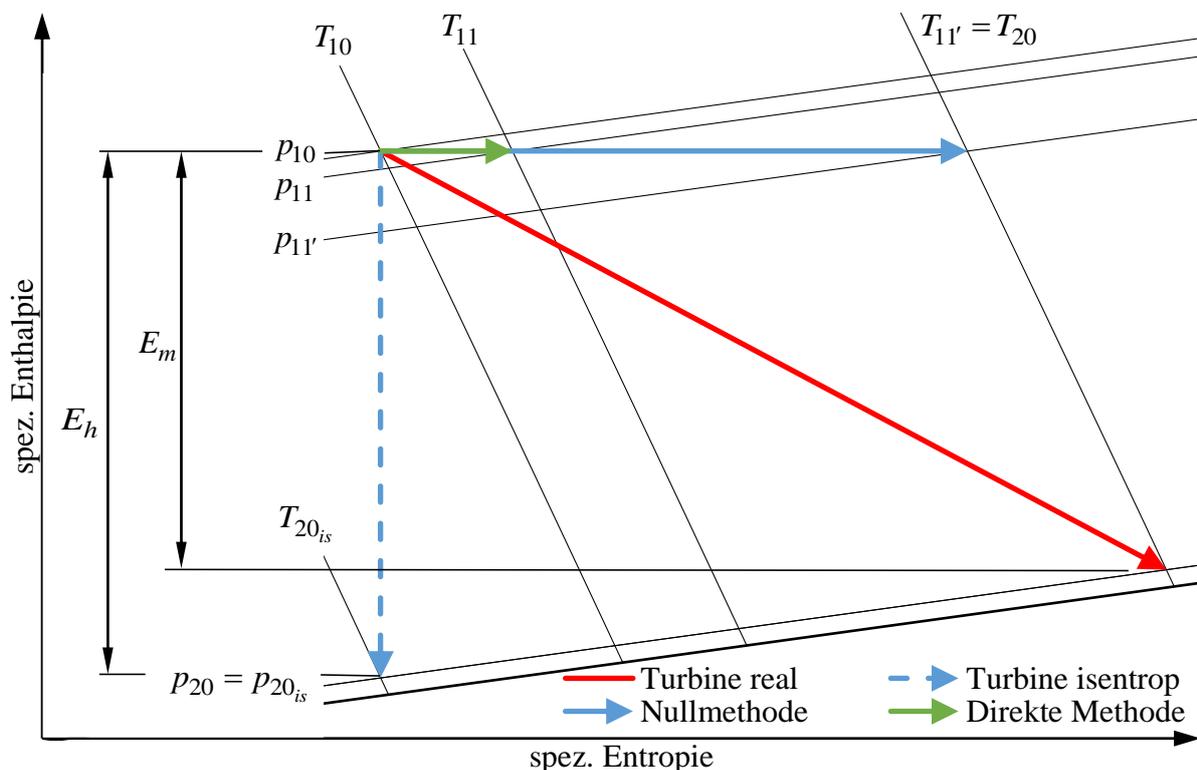


Abbildung 2.5: Vergleich der Messmethoden im h - s -Diagramm

2.2 Anforderungen

Das Anwendungsfeld der thermodynamischen Methode ist im Allgemeinen auf Maschinen begrenzt, die eine spezifische hydraulische Energie von mehr als 1000 J/kg aufweisen. Das entspricht in etwa einer Fall- bzw. Förderhöhe vom 100 m. Diese Begrenzung resultiert aus der inhomogenen Temperaturverteilung in den Messebenen, dem relativ großen Einfluss der Korrekturglieder (siehe Kapitel 2.4) und der unzureichenden Messgenauigkeit der Messausrüstung. Jedoch kann diese Grenze bei sehr günstigen Messbedingungen zu geringeren spezifischen hydraulischen Energien verschoben werden [7].

2.2.1 Anforderungen an den Messaufbau

Druckmessung

Für die Druckmessung sind zumindest zwei versetzte Paare sich gegenüber liegender Messstellen so anzuordnen, dass sie weder an der höchsten noch an der niedrigsten Stelle liegen. Dadurch sollen Einflüsse durch Lufttaschen oder Verschmutzungen am Boden verhindert werden. Bei rechteckigen Leitungsquerschnitten dürfen sich die Messstellen nicht in den Ecken befinden. Die Bohrungen im Rohr sind mit einem Durchmesser d zwischen 3 mm und 6 mm auszuführen und sollen eine Länge l von zumindest den zweifachen Bohrungsdurchmesser aufweisen.

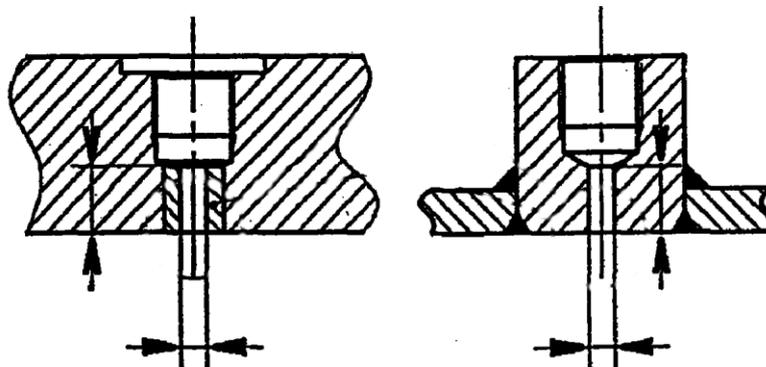


Abbildung 2.6: Mögliche Formen einer Druckmessbohrung [7]

Zumindest drei Rohrdurchmesser in Strömungsrichtung vor, beziehungsweise zwei Rohrdurchmesser hinter den Messstellen dürfen sich keine Armaturen befinden. Sollten Zu- oder Ableitungen in das Rohr führen, so dürfen diese sich nicht näher als ihr fünffacher Durchmesser an der Messstelle befinden. Darüber hinaus ist 300 mm vor und 100 mm nach der Messstelle auf eine möglichst glatte Oberfläche zu achten.

Alle Leitungen zwischen Druckmessbohrung und Messaufnehmer sollen zumindest den doppelten Bohrungsdurchmesser, jedoch nicht weniger als 8 mm und nicht mehr als 20 mm haben. Lokale Erhöhungen entlang der Leitungen sind zu vermeiden um Lufteinschlüsse zu unterbinden. Eine Möglichkeit zur Entlüftung der Leitungen ist jedenfalls einzuplanen. Es sind grundsätzlich Ventile vorzusehen, sodass alle Messstellen einzeln ausgewertet werden können. Diese sollen zumindest einen Nenndurchmesser von zumindest dem dreifachen Bohrungsdurchmesser aufweisen.

Es wird empfohlen zur Ermittlung der Drücke, die zur Berechnung von E und E_m herangezogen werden, dieselben Druckmessgeber zu verwenden.

Temperaturmessung

In der IEC 60041 wird auf die Form und Lage der zu verwendenden Entnahmesonden eingegangen. Der Entnahmestrom soll zwischen 0,1 und 0,5 l/s betragen, alle Leitungen sind zu isolieren um den Wärmeaustausch mit der Umgebung so gering wie möglich zu halten. Die Einströmöffnung der Entnahmesonde darf nicht näher als 50 mm an der Rohr- oder Kanalwandung liegen und einen Durchmesser von nicht weniger als 8 mm aufweisen. Der Innendurchmesser der Entnahmesonde soll den gleichen Durchmesser wie die Einströmöffnung aufweisen, der Außendurchmesser im Bereich der Einströmöffnung soll zwischen 15 mm und 40 mm liegen, eine Vergrößerung zur Wand hin aus Festigkeitsgründen ist zulässig. Abbildung 2.7 ist eine beispielhafte Darstellung einer solchen Entnahmesonde. Des Weiteren soll die Entnahmesonde eine Markierung aufweisen, die auch im eingebauten Zustand die Orientierung der Einströmöffnung erkennen lässt. Anzahl, Art und Lager der benötigten Entnahmesonden ist von der zu messenden Maschine abhängig und wird nachfolgend beschrieben.

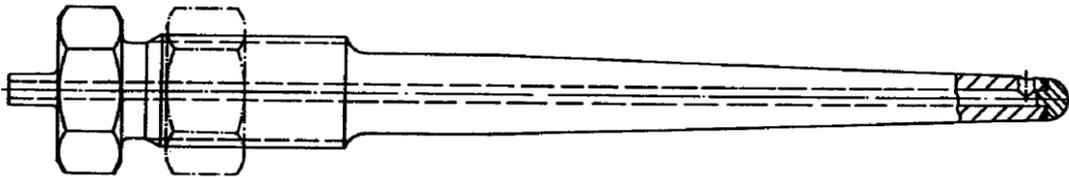


Abbildung 2.7: Beispiel einer Entnahmesonde [7]

Turbinen

Druckseitig ist die Anzahl der Entnahmesonden vom Druckrohrdurchmesser abhängig (Tabelle 2.2). Für den Fall, dass die Druckleitung eine Länge von weniger als 150 m aufweist sind jedoch stets 3 oder 4 Entnahmesonden einzusetzen.

Tabelle 2.2: Messstellen Turbine (druckseitig) [7]

Rohrdurchmesser		Anzahl Entnahmesonden
von	bis	
-	2,5 m	1
2,5 m	5,0 m	2
5,0 m	-	3-4

Die Entnahmestellen sollen stets so nah wie möglich an der Maschine angebracht sein. Bei Pelton-turbinen ist jedoch ein Mindestabstand von der Düse nicht kleiner als der vierfache Rohrdurchmesser einzuhalten. Bei mehrdüsig- en Maschinen ist die Entnahme vor der ersten Verzweigung anzustreben. Sollte diese Stelle nicht zugänglich sein ist auch eine Entnahme an einem, zu einer Düse führenden, Rohr möglich.

Saugseitig ist der Abstand zum Laufrad so kurz wie möglich und so lange wie nötig zu wählen, damit eine gute Durchmischung gewährleistet ist. Eine Auflistung der Anforderungen abhängig von der Kanalform ist in Tabelle 2.3 angeführt, wobei D für den Laufraddurchmesser steht.

Tabelle 2.3: Messstellen Turbine (saugseitig) [7]

Kanalform	Abstand zur Maschine	Anzahl Messpunkte
offen	4 – 10 D	mind. 6
geschlossen	5 D	3 - 4

Pumpen

Bei Pumpen sind abweichend zu Turbinen druckseitig stets mindestens zwei gegenüberliegend angeordnete Entnahmesonden einzusetzen. Bei Rohrdurchmessern über 5 m erhöht sich die Anzahl auf drei bis vier. Die Entnahmesonden sollen unterschiedliche Längen aufweisen um so eventuelle Temperaturschichtungen erfassen zu können. Der Abstand von Messstelle zum Pumpenaustritt soll in etwa dem fünffachen Laufraddurchmesser entsprechen.

Saugseitig muss zwischen offenen und geschlossenen Zuleitungskanälen unterschieden werden. Der geforderte Abstand zur Maschine sowie die Anzahl der Messpunkte sind in Tabelle 2.4 angeführt, wobei D wiederum für den Laufraddurchmesser steht.

Tabelle 2.4: Messstellen Pumpe (saugseitig) [7]

Kanalform	Abstand zur Maschine	Anzahl Messpunkte
offen	so nah wie möglich	mind. 6
geschlossen	3 D	3 - 4

Die Entnahme ist über eine geeignete Entnahmeapparatur zu bewerkstelligen, wenn saugseitig der Kanal nicht für die Messung von außen zugänglich ist. Dies gilt sowohl für Pumpen wie auch für Turbinen. Diese Entnahmeapparatur soll aus zumindest zwei mit Bohrungen versehenen Rohren bestehen. Jedes Rohr muss einen wesentlich größeren Durchmesser aufweisen als die Bohrungen, zum Beispiel 7 mm Bohrungen in einem 30 mm Rohr.

2.2.2 Anforderungen an das Messsystem

Druckmessung

Da die Druckmessung mit primären Messgeräten (Flüssigkeitsmanometer oder Kolbenmanometer) nicht zeitgemäß ist wird hier ausschließlich auf die Anforderungen an elektronische Messumformer eingegangen. Zu den Vorteilen elektronischer Messumformer zählt vor allem die einfache Integration in elektronische Datenerfassungssysteme. Anforderungen an die Charakteristik sind:

- ausreichende Stabilität
- hohe Reproduzierbarkeit
- vernachlässigbare Hystereseeffekte
- geringer Nullpunktfehler
- geringe Temperaturabhängigkeit

Das gesamte Druckmesssystem muss vor Ort für die bei der Messung zu erwartenden Drücke kalibriert werden. Die Genauigkeit des Messumformers wird durch die Genauigkeit der Kalibrierung bestimmt. Diese kann mittels eines passenden primären Messgerätes erfolgen, für Drücke über 2 bar beispielsweise mit einem Kolbenmanometer, das zur Überprüfung des Wandlersystems während der Messung ständig zur Verfügung steht.

Eine weitere Möglichkeit ist, zwei baugleiche Druckmesssysteme parallel und synchron zu betreiben. Beide Systeme müssen vor und nach dem Test überprüft werden. Sollten jedoch unterschiedliche Werte ausgelesen werden, so wird wiederum ein Vergleich mit einem primären Druckmessgerät empfohlen. [7]

Temperaturmessung

Die Anforderung an die Temperaturmessung ist auf Grund der hohen Wärmekapazität von Wasser und der damit verbundenen geringen Erwärmung sehr groß. Die Genauigkeit bei der Bestimmung der Temperatur wird mit 0,005 K bei einer Auflösung von 0,01 K gefordert. Die Erfassung aller Temperaturen hat synchron zu erfolgen. Die Anforderung bei der Bestimmung der Temperaturdifferenz ist zusätzlich wesentlich höher. Diese muss mit einer Genauigkeit von 0,001 K gemessen werden.

Die Verfahren zur Kalibrierung vor Ort sind, abhängig von der eingesetzten Messmethode, bereits in Kapitel 2.1 beschrieben.

2.3 Hilfsmesssysteme

Neben der Messung von Druck und Temperatur des Wasserstromes durch die Maschine, sind je nach Anlage, weitere Größen zu erfassen, die in die Berechnung der Korrekturen eingehen. Eine Übersicht der zu erfassenden Messgrößen, den Ort ihres Auftretens sowie die Anforderung an die Genauigkeit gibt Tabelle 2.5.

Tabelle 2.5: Messgrößen zur Bestimmung der Korrekturen

Messgröße	Ort	Genauigkeitsanforderung
Lufttemperatur	Umgebung	$\pm 0,5$ K
Luftfeuchtigkeit	Umgebung	$\pm 2,5$ % rf
Luftbewegung	Umgebung	$\pm 0,1$ m/s
Luftdruck	Umgebung	± 3 hPa
Durchfluss	Messkammer	± 5 % [7]
Durchfluss	Nebenströme	± 5 %
Temperatur	Nebenströme	$\pm 0,05$ K [7]
Leistung	Generator	± 1 %

2.4 Korrekturglieder

Es ist anzustreben, das Messsystem so gut wie möglich von allen Umwelteinflüssen zu isolieren. Da dies jedoch oft nur mit erheblichem Aufwand gelingt oder durch räumliche Gegebenheiten nicht oder nur unzureichend möglich ist, entsteht die Anforderung, Einflüsse zu erkennen, zu quantifizieren und zu korrigieren.

Da die thermodynamische Methode die direkte Messung von E_m erlaubt, ist die Bestimmung des Durchflusses nur zur Einbindung der Korrekturglieder notwendig. Hierzu ist eine überschlagsmäßige Bestimmung des Durchflusses aus der Generator- bzw. Motorleistung und der spezifischen mechanischen Energie möglich [7].

$$Q_1 \approx \frac{P_{el}}{\rho_1 \cdot E_m} \quad (2.9)$$

Oft stehen jedoch in großen Anlagen genauere Möglichkeiten zur Durchflussbestimmung zur Verfügung, wie beispielsweise eine durch Modellversuche kalibrierte Indexmethode (Winter-Kennedy-Methode). Dabei wird der, durch die Zentrifugalkraft hervorgerufene, statische Druckunterschied zwischen Innen- und Außenseite der Spirale herangezogen. Der Durchfluss ergibt sich dann gemäß

$$Q = K \cdot \Delta p^n \quad (2.10)$$

mit den Kalibrierungsfaktoren K und n [10].

Entnahme oder Zuführung eines Teilstromes

Wird ein Teilstrom zwischen der druck- und saugseitigen Messstelle entnommen, zum Beispiel als Leckage der Dichtung, so ist das Ergebnis für $E_{m(1-2)}$ um dessen Energieinhalt zu korrigieren. Die Energiebilanz ist in Abbildung 2.8 skizziert.

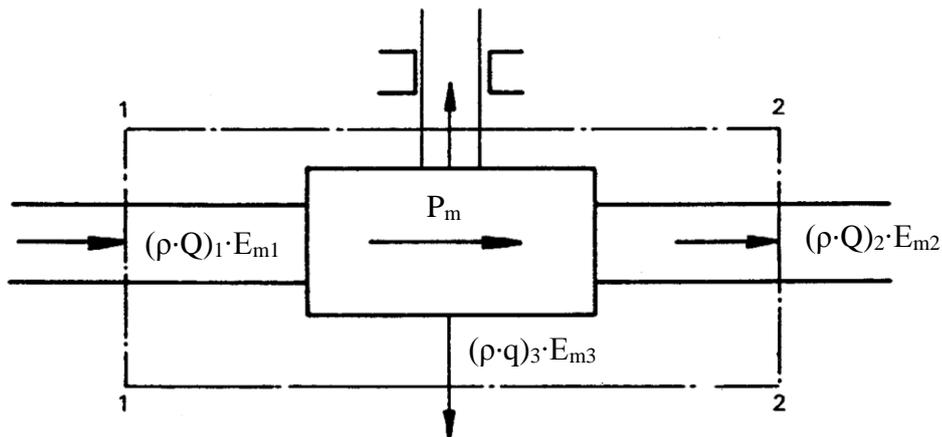


Abbildung 2.8: Entnahme eines Teilstromes bei einer Turbine [7]

Ebenso muss eine Korrektur erfolgen, wenn ein Teilstrom zwischen den Messstellen dem Hauptstrom zugeführt wird, wie beispielsweise durch Lagerkühlwasser (vgl. Abbildung 2.9).

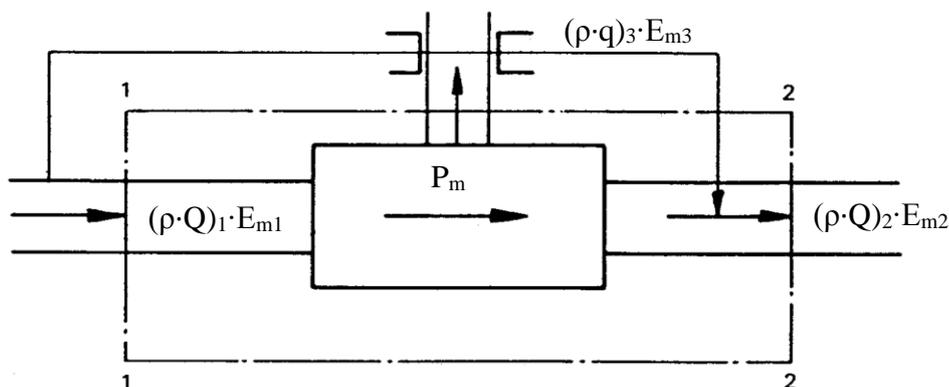


Abbildung 2.9: Zuführung eines Teilstromes bei einer Turbine [7]

Damit ergibt sich für die korrigierte spezifische mechanische Energie einer Turbine der Ausdruck

$$E_m = E_{m(1-2)} \begin{cases} -\Phi \cdot E_{m(3-2)} & \text{bei Entnahme} \\ +\Phi \cdot E_{m(3-2)} & \text{bei Zuführung} \end{cases} \quad (2.11)$$

und für Pumpen

$$E_m = E_{m(1-2)} \begin{cases} +\Phi \cdot E_{m(3-2)} & \text{bei Entnahme} \\ -\Phi \cdot E_{m(3-2)} & \text{bei Zuführung} \end{cases} \quad (2.12)$$

mit $\Phi = q/Q_1$ und $E_{m(3-2)}$ analog zu (2.3).

Wärmeeinfluss auf Messkammern

Da davon ausgegangen werden muss, dass die Isolierung der Messkammern sowie der verbindenden Leitungen nicht perfekt ist, kann der Wärmeeinfluss der Umgebung in erster Näherung durch Variation der Entnahmemenge erfasst werden. Nimmt man diesen Wärmeeinfluss als konstant an, so muss dessen Anteil an der ermittelten spezifischen mechanischen Energie mit steigender Entnahmemenge zurückgehen, bis dieser bei Entnahmemengen gegen unendlich verschwindet. Damit lässt sich ein korrigiertes E_m ermitteln.

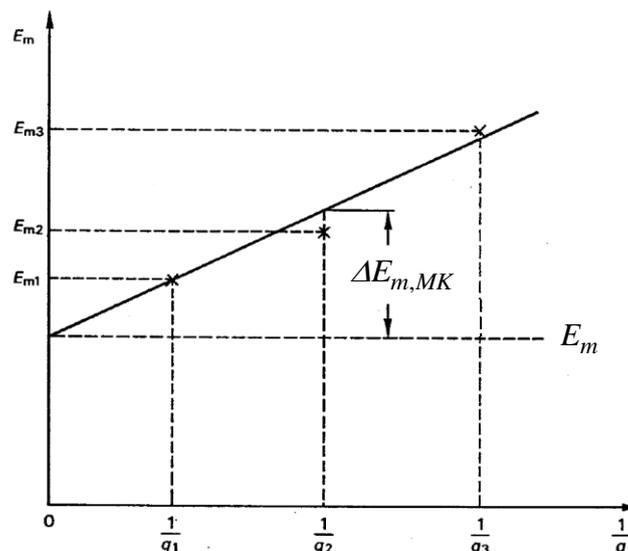


Abbildung 2.10: Beispiel zur Korrektur des Wärmeeinflusses in der Messkammer [7]

Nach IEC 60041 ist diese Korrektur an jedem Messpunkt mithilfe von drei unterschiedlichen Durchflüssen durchzuführen. Wenn die dadurch entstehende Korrektur nicht mehr als 0,2 % im Wirkungsgrad ausmacht kann die Anzahl der Messpunkte, für die dieses Verfahren durchgeführt wird, reduziert werden.

Temperaturänderung im Zulauf

Während mit einer geeigneten Regelung und nach hinreichend langer Wartedauer eine konstante Druckdifferenz über die Maschine und eine Leistung mit hinreichender Genauigkeit eingestellt werden kann, ist die Zulauftemperatur grundsätzlich nicht beeinflussbar. Eine Variation

der Temperatur am Eintritt führt dazu, dass die Temperaturdifferenz, die, wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, synchron erfasst werden muss, nicht der tatsächlichen Erwärmung entspricht. Für eine Turbine mit linearem Temperaturverlauf sind in Abbildung 2.11 die gemessene Temperaturdifferenz ΔT sowie die tatsächliche Erwärmung ΔT^* dargestellt.

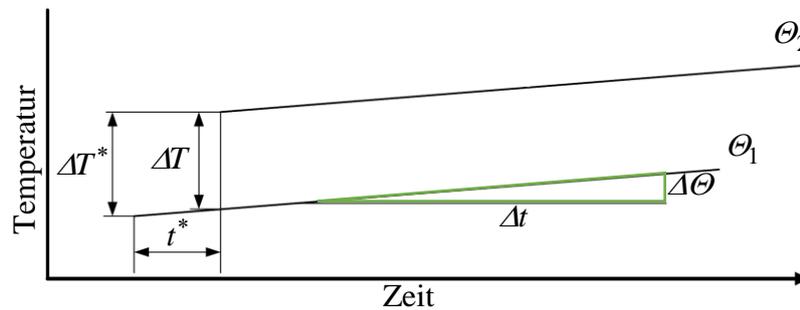


Abbildung 2.11: Linearer Temperaturverlauf - konstanter Gradient [11]

Der Korrekturterm für diesen Effekt ist in der IEC 60041 angegeben als

$$\delta E_m = \bar{c}_p \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta t} \cdot (t_a - t - t_b) \quad (2.13)$$

für Turbinen und als

$$\delta E_m = \bar{c}_p \cdot \frac{\Delta \Theta}{\Delta t} \cdot (t_a + t - t_b) \quad (2.14)$$

für Pumpen. Dabei ist t die Zeit in Sekunden, die das Wasser durch die Maschine braucht, $t_{a/b}$ die Zeit in Sekunden, die das Wasser von der druckseitigen/saugseitigen Entnahmestelle bis zur Messstelle benötigt und $\Delta \Theta / \Delta t$ der Temperaturgradient des zuströmenden Wassers in Kelvin pro Sekunde. Sollte der Temperaturgradient eine Größe von 0,005 Kelvin pro Minute erreichen oder übersteigen, so ist die Korrektur nicht zulässig und die Messung zu verwerfen. Daher sind für die Messung jene Zeiträume zu bevorzugen, bei denen der Zulauf keiner direkten Sonneneinstrahlung ausgesetzt ist.

Für den Fall, dass der Temperaturgradient nicht konstant sondern einer zeitlichen Änderung unterworfen ist (Abbildung 2.12), ist in der IEC kein gesondertes Vorgehen erwähnt. Ein möglicher Ansatz zur Bestimmung des Korrekturterms ist eine Approximation des Temperaturverlaufs als Funktion $f(x)$ der Messzeit x . Daraus ergibt sich

$$\delta E_m = \bar{c}_p \cdot [f(x - t - t_b) - f(x - t_a)] \quad (2.15)$$

für Turbinen und

$$\delta E_m = \bar{c}_p \cdot [f(x - t_b) - f(x - t - t_a)] \quad (2.16)$$

für Pumpen [11].

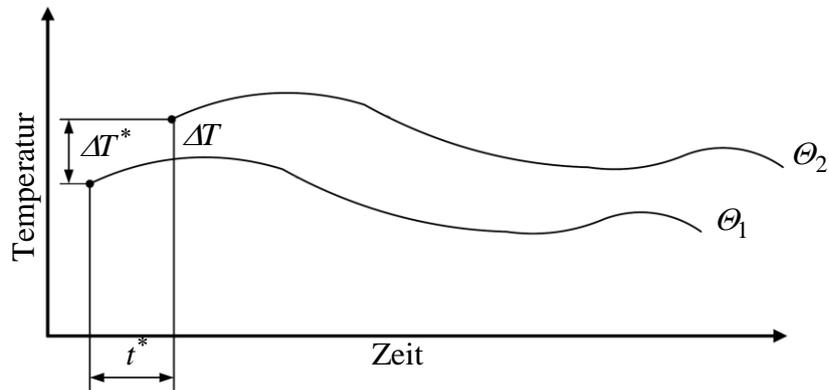


Abbildung 2.12: Nichtlinearer Temperaturverlauf [11]

Wärmetransport durch die Wände

Neben dem zuvor behandelten Wärmeeinfluss auf die Messkammer kann es auch über die gesamte Maschine zu einem Wärmeaustausch mit der Umgebung kommen. Nach IEC 60041 kann der Wärmetransport durch Beton- und Steinwände vernachlässigt werden, sodass lediglich die frei liegenden Metalloberflächen zu berücksichtigen sind. Der Korrekturterm zur Berücksichtigung des Wärmetransports durch die Wände bei trockener Luft ist gegeben durch

$$\delta E_m = \pm \frac{1}{(\rho Q)_1} \cdot A \cdot P_{a-w} \cdot (\Theta_a - \Theta_w) \quad (2.17)$$

wobei für Turbinen das positive, für Pumpen das negative Vorzeichen zu setzen ist. Hierbei steht A für die Fläche der wärmetauschenden Oberfläche in m², Θ_a für die Umgebungstemperatur und Θ_w für die Wassertemperatur in Kelvin. P_{a-w} steht für den Wärmeübergangskoeffizienten, der bei ruhender Luft mit 10 W/(m²K) angenommen werden kann [7].

Da die Temperatur des Wassers häufig unter der Umgebungstemperatur liegt, kann es durch die Abkühlung der Luft zur Bildung von Kondensat kommen. Dies kann zu einer wesentlichen Erhöhung des Wärmeübergangs führen und muss daher entweder durch Isolierung unterbunden oder einberechnet werden. Die rechnerische Berücksichtigung erfolgt durch Multiplikation des Ergebnisses aus (2.17) mit dem Faktor

$$\psi = \frac{1}{1 - \frac{k \cdot x}{\Delta i}} \quad (2.18)$$

wobei k für die spezifische Verdampfungswärme von Wasser (2.500 kJ/kg) steht. Die Werte für x, der Änderung der absoluten Feuchte in kg/kg, und für Δi , der Änderung der spezifischen Enthalpie, können dem Mollier- oder h-x-Diagramm entnommen werden. Die Wandtemperatur kann hierzu mit der Wassertemperatur gleichgesetzt werden.

Direkter Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft

Im Falle einer Vermischung von Luft und Wasserströmen, wie es bei einer Pelton turbine der Fall ist, ist ein weiterer Korrekturterm

$$\delta E_m = \pm \frac{\rho_a \cdot Q_a}{(\rho Q)_1} \cdot [c_{pa} \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + K_w \cdot (\alpha_a - \alpha_{20})] \quad (2.19)$$

mit einzubeziehen. Wobei wiederum für Turbinen das positive und für Pumpen das negative Vorzeichen zu setzen ist. Hier steht Q_a für den Volumenstrom der Luft (m^3/s), c_{pa} für die spezifische isobare Wärmekapazität von Luft (ungefähr $1.000 \text{ J}/(\text{kgK})$), K_w für die spezifische Verdampfungswärme von Wasser ($2.500 \text{ kJ}/\text{kg}$), Θ_a für die Temperatur der zugeführten Luft und Θ_{20} für die Wassertemperatur an der saugseitigen Messstelle in Kelvin. Die Werte α_a und α_{20} geben jeweils das Massenverhältnis von Dampf zu trockener Luft der zuströmenden Luft, beziehungsweise der abströmenden Luft, an der Messstelle 20 an.

Korrekturgrenzen

Um ein nach IEC 60041 gültiges Ergebnis zu erhalten dürfen die Korrekturen gewisse Grenzen nicht überschreiten. Eine Auflistung der maximalen Größen der Korrekturen gemessen an E_m ist in Tabelle 2.6 aufgeführt. Man beachte, dass die Korrekturen infolge von entnommenen oder zugeführten Teilströmen keiner Begrenzung unterliegen, da diese keinen Fehler im Messaufbau sondern eine Gegebenheit der Maschine abbilden.

Tabelle 2.6: Korrekturgrenzen [7]

	Korrekturgröße	Zulässiger Anteil an E_m
I	Entnahme oder Zuführung eines Teilstromes	unbegrenzt
II	Wärmeeinfluss auf Messkammern	1 %
	mit Entnahmeleitung durch Beton	1,5 %
III	Temperaturänderung im Zulauf	2 %
IV	Wärmetransport durch die Wände	2 %
V	Direkter Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft	2 %
	Summe der Korrekturen III, IV und V	2 %

Eine Auswertung der Korrekturglieder III, IV und V ist in Tabelle 2.7 für vier ausgewählte Wasserkraftwerke mit Pelton turbinen angegeben.

Tabelle 2.7: Korrekturglieder ausgewählter Wasserkraftwerke [11]

Kraftwerk	$\delta E_{m,III}/E_m$	$\delta E_{m,IV}/E_m$	$\delta E_{m,V}/E_m$	$\Sigma \delta E_m/E_m$
Oberems	0,001 %	0,057 %	0,212 %	0,212 %
Soazza	0,011 %	0,082 %	0,001 %	0,094 %
Frisal	0,008 %	0,038 %	0,152 %	0,198 %
Sedrun	0,001 %	0,052 %	0,018 %	0,071 %

Dies macht deutlich, dass die Korrekturen jedenfalls berücksichtigt werden müssen. Bei den betrachteten Kraftwerken konnte einen beträchtlichen Einfluss von bis zu mehr als 0,2 % beobachtet werden.

2.5 Fehlerbetrachtung

Um ein Messsystem zur Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades mit der thermodynamischen Methode sinnvoll auslegen zu können, ist es unerlässlich, zuvor den Einfluss aller Messgrößen auf die Unsicherheit des Ergebnisses zu kennen.

Hierzu wird eine lineare Näherung gemäß DIN 1319 verwendet

$$\Delta Y(x_1, x_2, \dots, x_n) = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

wobei $x_1, x_2 \dots x_i$ voneinander unabhängige Eingangsgrößen darstellen und Δx_i die entsprechende Unsicherheit. Daraus ergibt sich die Unsicherheit ΔY des aus den Mittelwerten von x_i berechneten Ergebnisses Y .

Angewandt auf den hydraulischen Wirkungsgrad von Pumpen oder Turbinen unter Vernachlässigung des Korrekturterms der hydraulischen Energie ΔP_h ergibt sich für Pumpen und Turbinen gleichermaßen

$$\Delta \eta = \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial E_h} \Delta E_h \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial E_m} \Delta E_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.21)$$

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \left[\left(\frac{\Delta E_h}{E_h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta E_m}{E_m} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

Betrachtet man nun E_h , so ist es zweckdienlich die einzelnen Summanden getrennt zu betrachten. Korrespondierend zu der Messgröße, von der sie abhängen, werden die Summanden der spezifischen hydraulischen Energie mit den Indizes h,p, h,v und h,z bezeichnet.

$$E_h = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (2.23)$$

$$E_h = E_{h,p} + E_{h,v} + E_{h,z} \quad (2.24)$$

$$\Delta E_h = \left[\left(\frac{\partial E_h}{\partial E_{h,p}} \Delta E_{h,p} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_h}{\partial E_{h,v}} \Delta E_{h,v} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_h}{\partial E_{h,z}} \Delta E_{h,z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

$$\Delta E_h = \left[(\Delta E_{h,p})^2 + (\Delta E_{h,v})^2 + (\Delta E_{h,z})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.26)$$

Die Summanden der spezifischen mechanischen Energie E_m können ebenfalls gemäß der Abhängigkeit mit p , Θ , v und z indiziert werden. Der Korrekturterm δE_m bleibt in seiner Form bestehen.

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m \quad (2.27)$$

$$E_m = E_{m,p} + E_{m,\Theta} + E_{m,v} + E_{m,z} + \delta E_m \quad (2.28)$$

$$\Delta E_m = \left[\left(\frac{\partial E_m}{\partial E_{m,p}} \Delta E_{m,p} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_m}{\partial E_{m,\Theta}} \Delta E_{m,\Theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_m}{\partial E_{m,v}} \Delta E_{m,v} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_m}{\partial E_{m,z}} \Delta E_{m,z} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_m}{\partial \delta E_m} \Delta \delta E_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.29)$$

$$\Delta E_m = \left[(\Delta E_{m,p})^2 + (\Delta E_{m,\Theta})^2 + (\Delta E_{m,v})^2 + (\Delta E_{m,z})^2 + (\Delta \delta E_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.30)$$

Die einzelnen Terme sind in Anhang A2 in Detail ausgeführt.

2.5.1 Abschätzung der Unsicherheit

Um die zu erwartenden Unsicherheiten abschätzen zu können, sei nun von einem fiktiven Wasserkraftwerk mit einer Fallhöhe von ca. 300 m ausgegangen. Die Temperaturdifferenz zwischen Druck- und Saugseite sei im Bereich von 100 mK, was in etwa einem Wirkungsgrad von 85 % entspricht.

Die zur Abschätzung genutzten Werte für Unsicherheiten entstammen der IEC 60041 und sind in Tabelle 2.8 und Tabelle 2.9 angeführt.

Tabelle 2.8: Überschlägige systematische Unsicherheit [7]

Messgröße	Methode	zu erwartende Unsicherheit
Druck	elektrischer Messumformer	0,3 % Messbereich
Temperaturdifferenz	Differentialthermometer	0,001 K
Strömungsgeschwindigkeit	standardisiertes Pitotrohr	2,0 %
Wasserspiegel	Pegeltasteinrichtung	0,005 m

Tabelle 2.9: Fehlereinfluss der Temperaturverteilung [7]

	Turbine	Pumpe
Druckseitig	$\pm 0,2 \% E_m$	$\pm 0,6 \% E_m$
Saugseitig	$\pm 0,6 \% E_m$	$\pm 0,4 \% E_m$

Um eine initiale Abschätzung der Messunsicherheit treffen zu können ist es ausreichend nur die Größenordnung der einzelnen Terme in ΔE_h und ΔE_m zu bestimmen.

Zu diesem Zweck wird die O-Notation, auch Landau'sches Symbol bezeichnet, eingeführt. Diese kann genutzt werden, um das Wachstum von Funktionen $f(x)$ durch eine gegeben zweite Funktion $g(x)$ abzuschätzen.

$$f(x) = O(g(x)) \quad (2.31)$$

Anders ausgedrückt ergibt sich daraus die Ungleichung

$$|f(x)| \leq C \cdot |g(x)| \quad (2.32)$$

wobei die Konstante C in weiter Folge mit $0,5 \leq C < 5$ beschränkt sei.

Damit ergeben sich die zu erwartenden Messunsicherheiten gemäß Tabelle 2.10.

Tabelle 2.10: Zu erwartende Größenordnung der einzelnen Messunsicherheiten

i	$\Delta E_{i,p}$	$\Delta E_{i,\Theta}$	$\Delta E_{i,v}$	$\Delta E_{i,z}$	$\Delta \delta E_i$	$\Sigma \Delta E_i$
h	O(1)	-	O(1)	O(10^{-2})	-	O(1)
m	O(1)	O(10)	O(10^{-2})	O(10^{-2})	O(1)	O(10)

Dabei ist deutlich, dass durch die Temperaturmessung der überragende Anteil der gesamten zu erwartenden Messunsicherheit eingebracht wird. Die zu erwartende Unsicherheit bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades ist im Bereich O(10^{-2}) bzw. O(1%). Die Herleitung der Terme aus Tabelle 2.10 befindet sich in Anhang A2.

3 Messsystem

Der prinzipielle Aufbau des Messsystems, das zur Messung des hydraulischen Wirkungsgrades nach der thermodynamischen Methode entwickelt wurde, ist schematisch in Abbildung 3.1 dargestellt. Obgleich in die Berechnung des Wirkungsgrades neben den Messgrößen Druck und Temperatur noch weitere Größen eingehen, wird zunächst nicht näher darauf eingegangen. Grund dafür ist zum einen der untergeordnete Beitrag zur Bestimmung des Wirkungsgrades, zum anderen ist es stark vom Maschinentyp und dem Anlagenlayout abhängig, mit welcher Sensorik die weiteren Größen erfasst werden können.

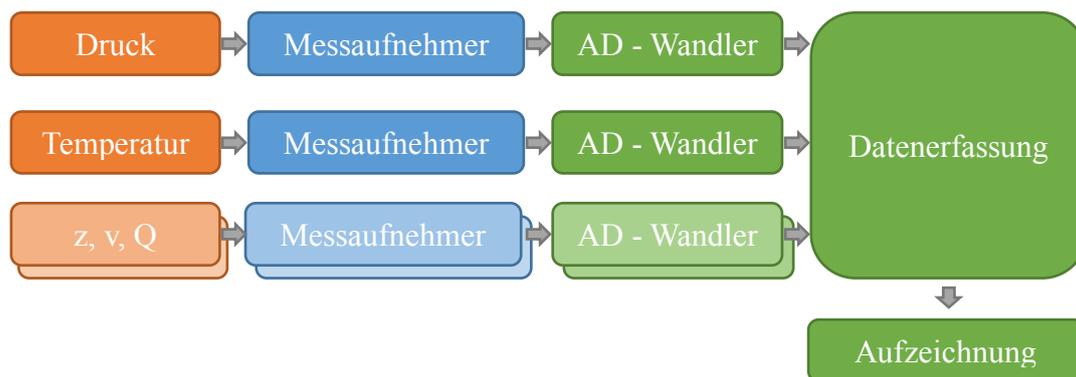


Abbildung 3.1: Prinzipskizze des Messsystems

Um eine direkte und schnelle Auswertung der Messungen zu ermöglichen wurde die Verrechnung der Messdaten in die Messsoftware integriert (Abbildung 3.2).

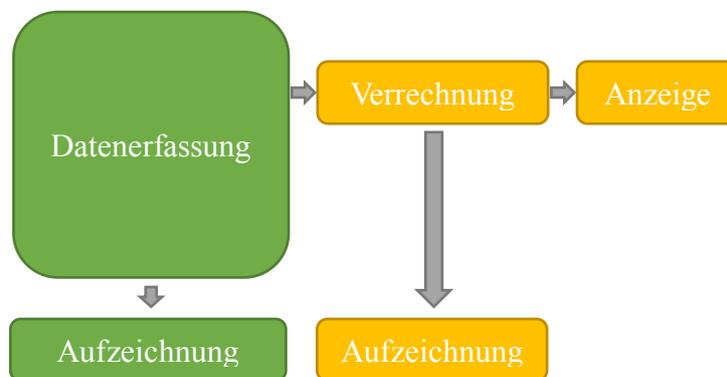


Abbildung 3.2: Prinzip des Auswertesystems

Das Messsystem wurde auf einer cRIO-9074 Einheit von National Instrument aufgebaut und die vorhandenen Sensoren integriert. Als Messsoftware dient LabVIEW 2012.

3.1 Hardware

Die eingesetzte Hardware lässt sich grob in zwei Bereiche gliedern. Zum einen in den Bereich der Messaufnehmer, welche die physikalische Messgröße (Druck, Temperatur) in ein elektrisches Signal (Spannung, Strom) umsetzen (in Abbildung 3.1 blau dargestellt), zum anderen in

den Bereich der Datenerfassung, der die elektrischen Signale in digitale Information umsetzt (in Abbildung 3.1 und Abbildung 3.2 grün dargestellt).

3.1.1 Messaufnehmer

Zur Temperaturmessung werden zwei Messaufnehmer vom Typ SBE 3S der Firma Sea-Bird Electronics, Inc. eingesetzt. Zur Druckmessung dienen je ein Differenz- und ein Relativdruckmessaufnehmer vom Typ Rosemount 3051 der Firma Emerson Electronic Co. Ausgehend von der angegebenen Messunsicherheit wurden die Anforderungen an die nachfolgende Messkette so definiert, dass die Datenerfassung den gleichen Beitrag zur gesamten Messunsicherheit hat wie die Messaufnehmer.

Temperaturmessaufnehmer

Die eingesetzten Messaufnehmer SBE 3S wurden ursprünglich für ozeanografische Aufzeichnungen entwickelt und zeichnen sich durch eine überragende Messgenauigkeit und Robustheit aus. Als Messelement kommt ein hermetisch glasgekapselter Thermistor zum Einsatz. Durch die Kapselung kann ein Sauerstofftransport zwischen Thermistor und Umgebung verhindert werden, wodurch eine geringere Kennlinien-Drift als bei anderen Bauformen erreicht werden kann. Dieser Thermistor fungiert als frequenzbestimmendes Glied eines Wien-Robinson-Oszillators, dessen Frequenz umgekehrt proportional dem Widerstand ist. Durch den im druckwaserserfesten Gehäuse integrierten Schaltkreis zur Umsetzung des frequenzmodulierten Sinussignals in ein Rechtecksignal, sind die Rückwirkungen auf den Oszillator von außen minimiert. Die Berechnung der Temperatur kann durch Approximation der Thermistorkennlinie ausgehend von einem Polynom dritter Ordnung mit

$$T = \frac{1}{g + h \cdot \ln(f_0/f) + i \cdot \ln^2(f_0/f) + j \cdot \ln^3(f_0/f)} \quad (3.1)$$

erfolgen. Dabei stellen g,h,i und j Kalibrationskonstanten nach Tabelle 3.1 und f_0 die Normierungsfrequenz von 1000 Hz dar. Auf Grund der geforderten Genauigkeit wird hier nicht auf das quadratische Glied verzichtet ($i \neq 0$), wie es bei der verbreitet angewandten Steinhart-Hart-Gleichung der Fall ist. [12] [13]

Tabelle 3.1: Kalibrationskonstanten SBE 3S

Seriennummer	g	h	i	j
302347	4,34864627e-3	6,35508272e-4	2,15262646e-5	1,73664614e-6
302348	4,32978827e-3	6,37161257e-4	2,18187413e-5	1,80027627e-6
302349	4,32215438e-3	6,34684892e-4	2,13462055e-5	1,72568430e-6

Eine Übersicht über die Kenndaten der eingesetzten Messaufnehmer gibt Tabelle 3.2.

Tabelle 3.2: Spezifikationen SBE 3S [12]

Spezifikationen SBE 3S	
Messbereich	-5 bis +35 °C
Genauigkeit	± 0,001 °C
Langzeitstabilität	0,002 °C/a
Eigenerwärmung	< 0,0001 °C
Ausgangssignal	± 0.5 V Rechtecksignal
Frequenzbereich	3 ... 5 kHz
Energieversorgung	11 ... 16 VDC, 25 mA

Die messtechnische Herausforderung ist somit eine genaue Frequenzmessung, da bereits ein kleiner Fehler von 1 ppm in der Frequenz einen Fehler von bis zu 50 $\mu\text{°C}$ in der Temperatur verursacht. Damit der Messfehler, der bei der Frequenzmessung entsteht, nicht größer als 0,001 °C wird, muss der Fehler der Frequenzmessung kleiner als 20 ppm sein.

Druckmessaufnehmer

Die Rosemount Messaufnehmer vom Typ 3051 stellen angesichts ihrer Leistungsdaten (Tabelle 3.3) eine gute Alternative zu primären Messgeräten wie zum Beispiel einem U-Rohr Manometer oder einem Drehkolbenmanometer dar. Die eingesetzten Messaufnehmer arbeiten nach dem kapazitiven Prinzip, wobei es durch Beaufschlagung mit Druck zu einer Verschiebung einer Messmembran kommt. Dieses kapazitive Signal wird in ein digitales Signal umgewandelt und unter Berücksichtigung der Temperatur in ein analoges Stromsignal umgesetzt [14].

Tabelle 3.3: Spezifikationen Rosemount 3051 [14]

Spezifikationen Rosemount 3051 CD 4	
Messbereich	-20,7 bis +20,7 bar
Referenzgenauigkeit	± 0,04 % Messbereichsgrenze
Gesamtgenauigkeit	± 0,12 % Messbereichsgrenze
Langzeitstabilität	0,125 %/5a
Ausgangssignal	4 ... 20 mA
Messrate	22 Hz
Energieversorgung	10,5 – 42,4 VDC

Die Skalierung des analogen Stromausganges kann mittels HART Protokoll auf den Einsatzbereich angepasst werden, sodass der zu erwartende Messbereich stets auf 16 mA abgebildet wird. Ohne Anpassung wird der gesamte Messbereich von 41,4 bar auf 16 mA abgebildet. Damit der Messfehler durch die Datenerfassung den maximalen Fehler des Messaufnehmers von 0,04 % nicht übersteigt, muss die Strommessung eine Genauigkeit vom mindestens 3,2 μA (0,016 % Messbereich) aufweisen. Wird eine Anpassung auf den positiven Messbereich durchgeführt, so reduziert sich die geforderte Genauigkeit dementsprechend auf 6,4 μA (0,032 % Messbereich).

3.1.2 Datenerfassung (hardwareseitig)

Die Datenerfassung erfolgt durch eine cRIO Einheit von National Instruments mit zwei Einschubmodulen, einem Digital-I/O-Modul und einem Analogeingangmodul (Strom) der C-Serie.

National Instruments CompactRIO 9074

CompactRIO (cRIO) ist ein robustes, konfigurierbares, eingebettetes System, das als Hauptbestandteile ein Echtzeitbetriebssystem, eine benutzerprogrammierbare Logikgatter-Anordnung und auswechselbare I/O Module beinhaltet. Einen Überblick über die Architektur eines cRIOs gibt Abbildung 3.3. Die grundlegenden Spezifikationen sind in Tabelle 3.4 angeführt. Die einzelnen Komponenten seien nachfolgend im Detail erläutert.

Tabelle 3.4: Spezifikationen des NI 9074 [15]

Spezifikationen NI 9074	
Netzwerkanbindung	2x Ethernet
Serieller Port	RS-232, 115,200 bps
Speicher (nicht-flüchtig)	265 MB
Speicher (System)	128 MB
Speicher (FPGA)	720 kbits
Genauigkeit der Zeitbasis	200 ppm (35 ppm bei 25 °C)

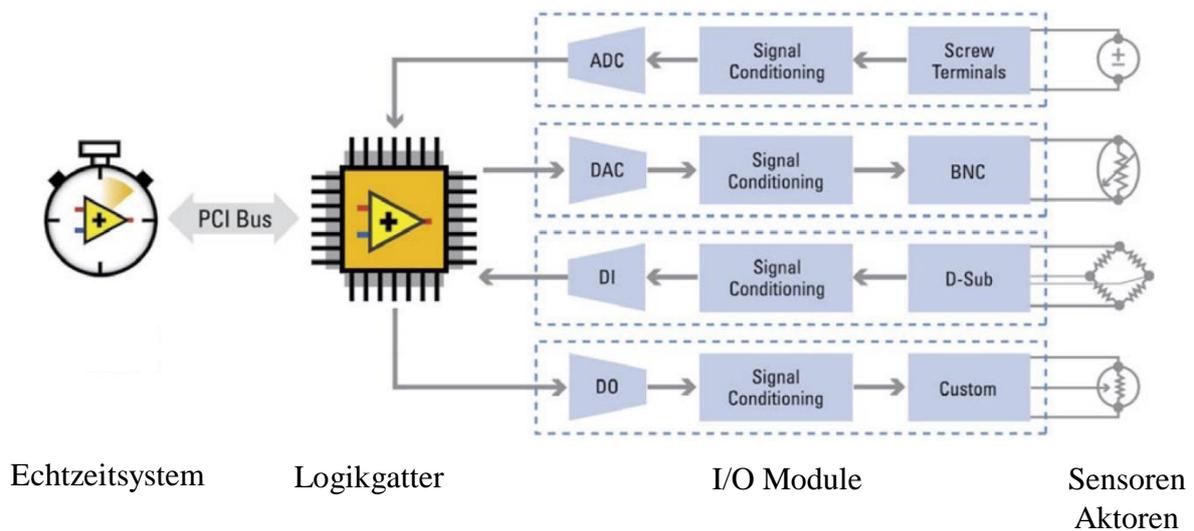


Abbildung 3.3: CompactRIO Architektur [16]

Echtzeitbetriebssystem

Das cRIO 9074 verfügt über einen 400 MHz Prozessor auf dem das Echtzeitbetriebssystem („Real-Time Operating System“, RTOS) VxWorks ausgeführt wird. Ein RTOS ist in der Lage, Prozesse mit einem definierten zeitlichen Ablauf zuverlässig auszuführen. Übliche Betriebssysteme, wie zum Beispiel Windows, sind darauf optimiert mehrere Prozesse gleichzeitig auszuführen. Ein Echtzeitbetriebssystem stellt hingegen dem Prozess mit der höchsten Priorität die gesamte verfügbare Prozessorleistung zur Verfügung, sodass untergeordnete Prozesse auf das Freiwerden von Kapazitäten warten müssen. Muss während der Laufzeit eines Prozesses ein übergeordneter Prozess ausgeführt werden, so wird der laufende Prozess abgebrochen und der übergeordnete Prozess erhält ohne Verzögerung vollen Zugriff auf die Rechenleistung.

Abbildung 3.4 zeigt diesen Ablauf beispielhaft für einen einfachen Echtzeitregler. Die deterministischen Prozesse (blau) der Messwerterfassung (I), der Regelung (PID) und der Ausgabe der Regelgröße (O) müssen zuverlässig bei jedem Programmdurchlauf ausgegeben werden. Die

nicht deterministischen Prozesse (grün) der Datenspeicherung (D) und der Netzwerkkommunikation (IP) müssen nicht strikt bei jedem Durchlauf ausgeführt werden. Alle nicht deterministischen Prozesse haben die gleiche Priorität und werden somit in zufälliger Reihenfolge ausgeführt, sodass jeder Prozess auch bei kurzen Zykluszeiten zur Ausführung kommt.

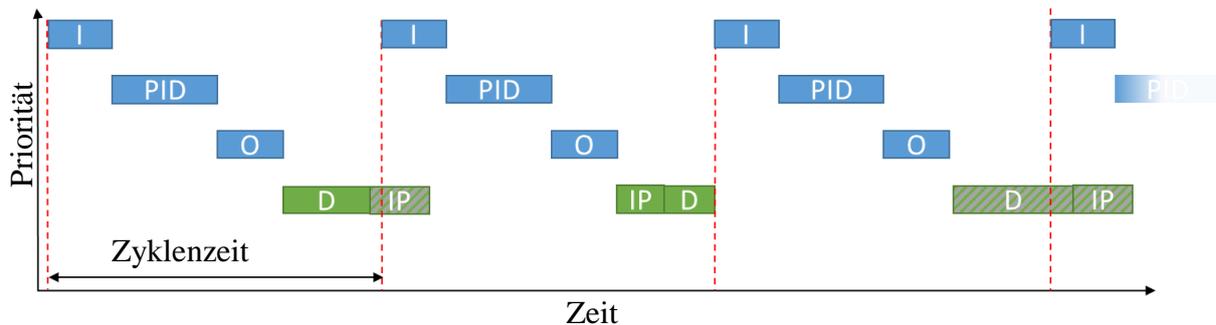


Abbildung 3.4: Schematischer Programmablauf eines Echtzeitsystems

Ein großer Vorteil des eingebetteten Echtzeitbetriebssystems ist die daraus resultierende Fähigkeit der cRIO Einheit unabhängig von der Außenwelt („stand alone“) über lange Zeiträume zuverlässig zu arbeiten.

Benutzerprogrammierbare Logikgatter-Anordnung

Die benutzerprogrammierbare Logikgatter-Anordnung („Field Programmable Gate Array“, FPGA) ist das Herzstück der eingebetteten Systemarchitektur. Der im cRIO-9074 verbaute FPGA-Chip Spartan-3 (XC3S2000) von Xilinx (Abbildung 3.5) verfügt über 2 Millionen Logikgatter, die zu über 46.000 identischen logischen Zellen (blau) verschaltet sind. Jede einzelne logische Zelle verfügt über Ein- und Ausgänge, die über eine Matrix aus Verbindungen und programmierbaren Schaltern (grün) so verbunden werden können, dass die gewünschte Aufgabe, beispielsweise eine Multiplikation zweier Messwerte, ausgeführt wird. Darüber hinaus befinden sich rund 550 benutzerdefinierbare I/O-Blöcke (gelb) auf dem FPGA-Chip. Der Programmcode wird somit in physisch vorhandenen elektronischen Schaltkreisen abgebildet, sodass jeder eigenständige Programmabschnitt auch in der Hardware ein eigenständiger Schaltkreis ist und es zu keiner gegenseitigen Beeinflussung kommt [17].

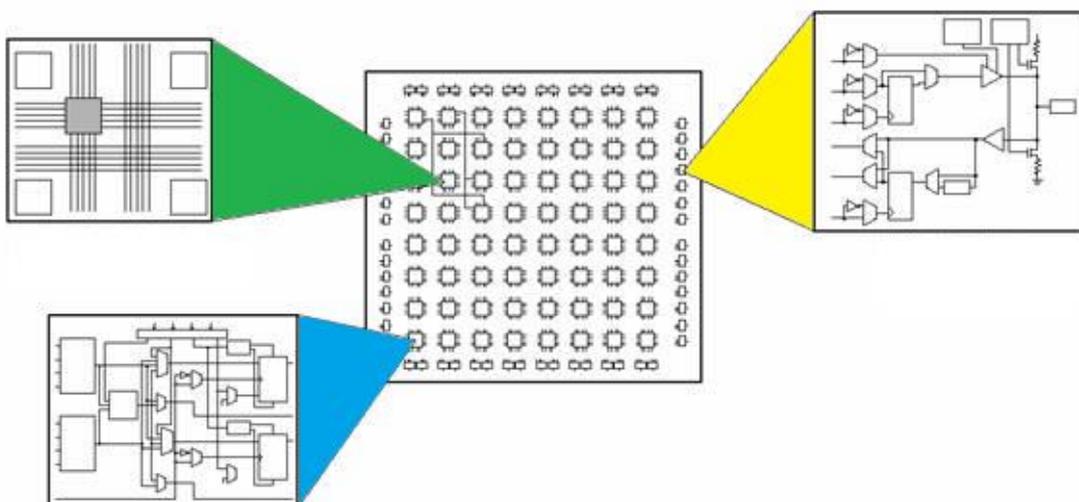


Abbildung 3.5: Bestandteile eines FPGAs [16]

Grundsätzlich wird bei jedem Prozessortakt eine logische Zelle abgearbeitet, sodass die Latenz zwischen Signaleingang und Erhalt des Ergebnisses von der Anzahl der genutzten Logikblöcke und der Prozessorgeschwindigkeit abhängt. Bei geeigneter Programmierung ist es jedoch auch möglich, diese sequenzielle Routine zu umgehen und einen vollständigen Code innerhalb nur eines Prozessortaktes auszuführen („Single-Cycle Timed Loop“, SCTL). Beispielhaft hierfür ist das Einlesen mehrere digitaler Eingänge, die Verarbeitung der Signale und eine anschließende digitale Ausgabe. Die Taktfrequenz, mit der ein solcher Code ausgeführt werden kann, ist dann nur mehr abhängig von der Laufzeit des Signals durch den FPGA-Chip und den Schaltzeiten der Halbleiter. Da der FPGA direkt mit den I/O-Modulen verbunden ist entsteht keine weitere Latenz durch BUS-Systeme oder dergleichen.

National Instruments 9203 Strommessmodul

Das eingesetzte Strommessmodul verfügt über acht analoge Eingänge, die entweder für bipolaren oder unipolaren Betrieb konfiguriert werden können. Alle acht Eingänge sind, wie in Abbildung 3.6 dargestellt, über einen Multiplexer (MUX) und einen Puffer (engl. Buffer) mit einem 16-bit Analog-Digital Wandler (ADC) verbunden. Die daraus zwangsläufig resultierende Latenz kann jedoch in Kauf genommen werden, da keine hochdynamischen Vorgänge bei der Druckmessung von Interesse sind.

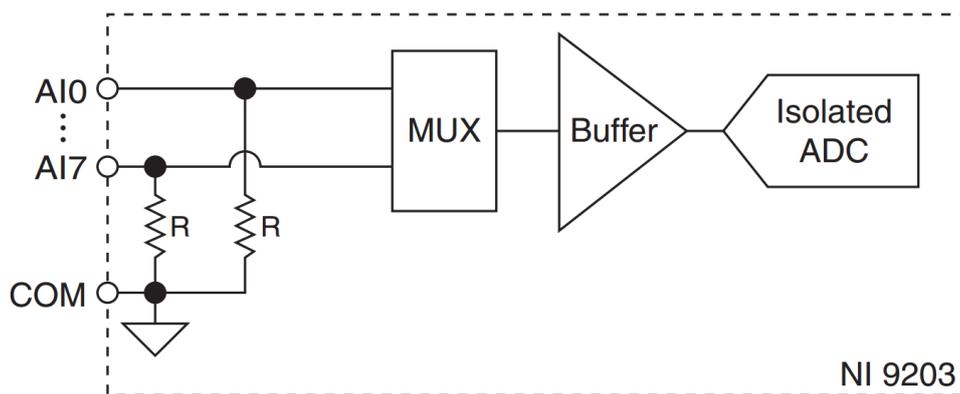


Abbildung 3.6: Schaltlogik eines NI 9203 Moduls [18]

In Tabelle 3.5 sind die wichtigsten Spezifikationen des Moduls angeführt. Da die zu messenden Ströme im Bereich von 4 mA bis 20 mA liegen sind diese auf den unipolaren Betrieb beschränkt.

Tabelle 3.5: Spezifikationen (unipolar) des NI 9203 Module [18]

Spezifikationen NI 9203	
Anzahl der Kanäle	8
AD-Wandler Auflösung	16 bit
Messbereich	0...21,5 mA
Messrate	200 kS/s
Verstärkungsfehler (Gain Error)	0,04 % _{Messwert}
Nullpunktfehler (Offset Error)	0,02 % _{Messbereich}
Quantifizierungsfehler	165 nA

Damit ergibt sich bei einem Strom von 4 mA ein Fehler von ca. $6,1 \mu\text{A}$ (0,15 %) und bei 20 mA ein Fehler von $12,5 \mu\text{A}$ (0,06 %). Angesichts der in Kapitel 3.1.1 angestellten Überlegungen zur Anforderung an die Strommessung ist der hier entstehende Fehler jedenfalls zu berücksichtigen. Durch eine weitere Anpassung des Messbereichs der Druckmessgeber kann die Genauigkeit der Messkette jedoch weiter verbessert werden.

Eine weitere Möglichkeit, den systematischen Messfehler gering zu halten, ist die Kalibration gemeinsame der gesamten Messkette mittels eines Drehkolbenmanometers. Dadurch kann eine Messunsicherheit von 0,02 % erreicht werden.

National Instruments 9401 TTL Digital Input/Output Modul

Zur Erfassung des Frequenzsignals der Temperaturmessaufnehmer wird ein TTL Modul eingesetzt. Da das Rohsignal nicht den TTL-Pegel von 0 V bis 5 V aufweist wird dem Modul für jeden genutzten Kanal eine identische Operationsverstärkerschaltung vorgeschaltet, die das Signal von $\pm 0,5 \text{ V}$ auf den TTL-Pegel anhebt.

Die Anbindung des Moduls an den FPGA erfolgt über zwei Ports, wobei jeder Port unabhängig vom anderen entweder als Eingang (Input) oder Ausgang (Output) konfiguriert werden kann (vergleiche Abbildung 3.7).

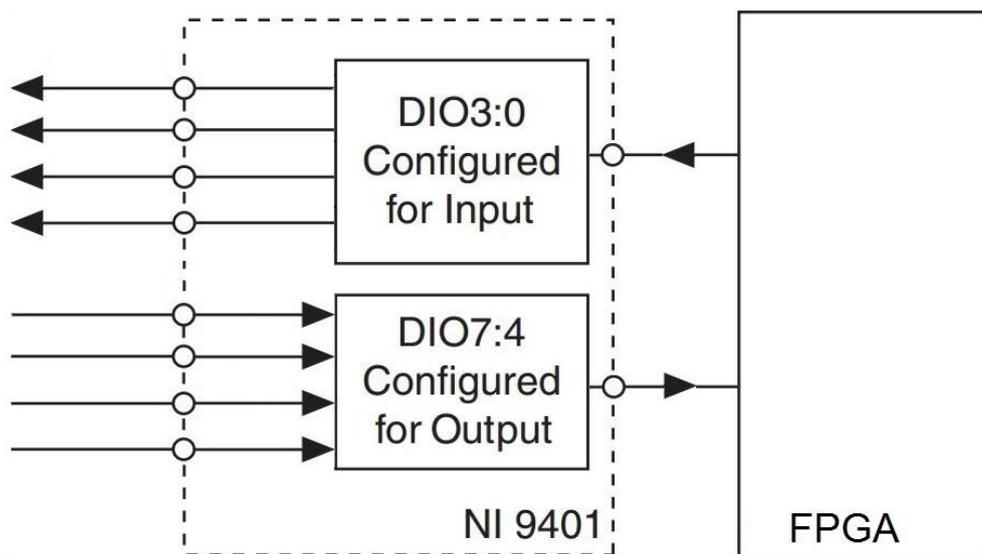


Abbildung 3.7: Schaltlogik eines NI 9401 Moduls

Die maximale zuverlässig erfassbare Eingangsfrequenz ist von der Anzahl der genutzten Kanäle abhängig und ist in Tabelle 3.6 angeführt. Da die zu erwartende maximale Eingangsfrequenz 5 kHz jedoch nicht überschritten wird (Tabelle 3.2) ergibt sich hieraus keine Limitierung.

Tabelle 3.6: Spezifikationen (Input) des NI 9401 Module [19]

Spezifikationen NI 9401	
Anzahl der Kanäle	8
Messbereich	TTL
High-Pegel	2 V
Low-Pegel	0,8 V
Eingangsstrom	250 μ A
Schaltfrequenz (2 Kanäle)	30 MHz
Schaltfrequenz (4 Kanäle)	16 MHz
Schaltfrequenz (8 Kanäle)	9 MHz

Da das verwendete Modul lediglich eine Übersetzung eines TTL Pegels in einen booleschen Wert durchführen kann und die Umwandlung des digitalen Signales in einen Zahlenwert für die Frequenz softwareseitig passiert, wird erst im folgenden Kapitel auf die zu erreichende Genauigkeit eingegangen.

3.2 Software

Die Software des Messsystems ermöglicht die Auswertung der Messsignale und in weiterer Folge auch die gesamte Verrechnung und Darstellung der Messergebnisse. Wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben basiert das verwendete System auf mehreren Ebenen. Diese sind in Abbildung 3.8 dargestellt.



Abbildung 3.8: Ebenen und Kommunikationskanäle des Messsystems

Zwischen den Ebenen des Messsystems werden unterschiedliche Kommunikationskanäle, auf die zunächst kurz eingegangen werden soll, genutzt.

Warteschlangen mit direktem Speicherzugriff (Direct Memory Access - First In, First Out, „DMA-FIFO“)

Die DMA-FIFO stellt die einzige Möglichkeit dar, Daten verlustfrei aus dem FPGA in das RTOS zu übermitteln. Dabei wird es dem FPGA ermöglicht direkt auf einen zuvor fest zugewiesenen Bereich des RT-Arbeitsspeichers zuzugreifen und einzelne Elemente darin abzulegen oder abzurufen. Das RTOS kann diese Daten wiederum einzeln oder in Blöcken abrufen oder ablegen. Die Bezeichnung FIFO bezieht sich hierbei darauf, dass stets die ältesten Daten ausgelesen werden und der Speicherplatz danach wieder freigegeben wird.

Das eingesetzte System verfügt über drei getrennt konfigurierbare DMA-FIFOs, wobei die Richtung, in der die Daten übertragen werden, nicht dynamisch umkehrbar ist, sondern fest definiert sein muss. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit über ein und dieselbe DMA-FIFO die Messdaten mehrere Kanäle zu übertragen.

Datenströme über das lokale Netzwerk (Network Streams, „Stream“)

Streams sind für eine verlustfreie Übertragung und Erfassung großer Datenmengen geeignet. Sie dienen zur Datenübertragung zwischen RTOS und Host, wobei jedoch keine direkten Zugriffsrechte des Senders auf den Empfänger existieren. Vielmehr werden die Daten, die übermittelt werden sollen, solange beim Sender gepuffert, bis eine Verbindung zum Empfänger besteht und der Empfang der Daten bestätigt wurde. Gleich wie bei der DMA-FIFO ist die Richtung der Übertragung im Vorfeld zu definieren und kann nicht dynamisch umgekehrt werden. Jedoch ist die Anzahl der verwendeten Streams nicht limitiert und stellt somit keine weiteren Anforderungen an die Programmierung.

Variablenzugriff über das lokale Netzwerk (Network-Published Shared Variable, „Share“)

Eine sehr einfache Möglichkeit, Daten aus dem RTOS für den Host zugänglich zu machen oder umgekehrt, sind Variablen, die für beide Instanzen zugänglich sind. Diese Methode eignet sich jedoch nicht zur verlustfreien Datenübertragung, da Variablen ohne Rücksicht darauf, ob ihr Wert übertragen wurde, neu beschrieben werden. So sind sowohl der Ausfall von Werten wie

auch das mehrfache Einlesen desselben Wertes nicht auszuschließen. Diese Art der Kommunikation eignet sich jedoch sehr gut um einzelne, nicht zeitkritische Ereignisse zu übertragen, wie zum Beispiel Skalierungsfaktoren für Messsignale oder Start-/Endbefehle.

3.2.1 Datenerfassung (softwareseitig)

Durch die direkte Anbindung der I/O Module an den FPGA-Chip ergibt sich ein sehr weites Feld an Möglichkeiten, wie die binären Daten, die von den Modulen geliefert werden, in nutzbare Information umgesetzt werden können. Den weitreichenden Möglichkeiten sind jedoch in der Programmierung des FPGAs auch einige Einschränkungen geschuldet. Zu den größten Einschränkungen zählt, dass nur Festkommazahlenformate mit fester Wort- und Integer-Wortlänge sowie Integerzahlenformate zur Verfügung stehen. Ebenso müssen alle Elemente zuvor in ihrer Größe definiert sein. Dynamische Änderungen während der Programmlaufzeit sind nur in Ausnahmefällen möglich.

Besondere Anforderungen bringt die Programmierung von Codeabschnitten mit sich, die in einem einzigen Rechentakt abgearbeitet werden müssen („Single-Cycle Timed Loop“, SCTL). Innerhalb einer SCTL ist die Auswahl der nutzbaren Funktionen sehr stark eingeschränkt, so ist beispielsweise eine Division nicht möglich. Ob die programmierte SCTL überhaupt durchführbar ist, kann jedoch nicht vor der zeitaufwendigen Kompilierung mit Sicherheit erkannt werden. Erst danach stellt sich heraus, ob die geforderten Operationen im durch den internen Takt vorgegeben Zeitraum durchlaufen werden können.

Die Kompilierung des Programmes erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird aus der mit LabVIEW erstellten, grafischen Programmierung ein Code in der Hardwarebeschreibungssprache VHDL (Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language) generiert. Davon ausgehend weist der Compiler des FPGA-Chip Herstellers Xilinx den Logikblöcken ihre Funktion zu und vernetzt diese entsprechend. Dieser Prozess nimmt den größten Teil der Zeit in Anspruch und kann entweder am Entwicklungsrechner oder auch auf leistungsstarken Serverfarmen erfolgen. Das Ergebnis wird in Form eines BitFiles abgelegt und kann beliebig oft innerhalb weniger Sekunden auf den FPGA-Chip übertragen oder auch wieder entfernt werden.

Abbildung 3.9 zeigt den schematischen Ablauf des am FPGA laufenden Programmes. Die Abschnitte zur Frequenzmessung (NI 9401 – Zähler) und der Strommessung (NI 9302 – Summierer) werden nachfolgend im Detail beschrieben.

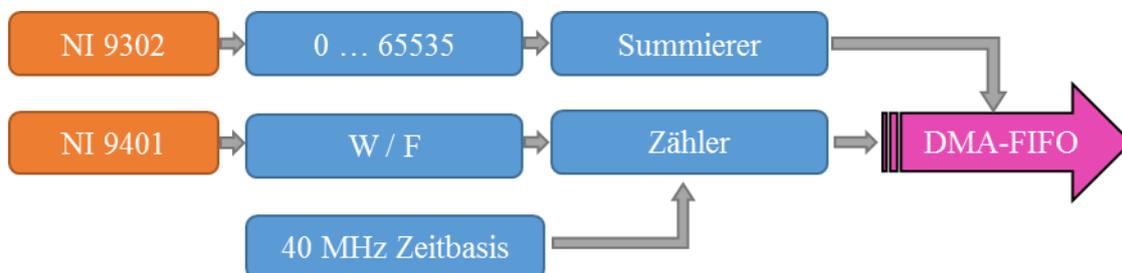


Abbildung 3.9: Programmstruktur FPGA

Als leitende Messgröße wird die Frequenzmessung definiert und die Strommessung darauf synchronisiert.

Frequenzmessung

Die einfachste Möglichkeit der Frequenzmessung besteht darin, die Dauer einer vollen Periode zu messen. Hierbei werden die Takte der Zeitbasis zwischen zwei aufeinander folgenden steigenden Flanken gezählt. Ausgehend von einer Eingangsfrequenz von 5 kHz ($T = 200 \mu\text{s}$) und der internen Zeitbasis von 25 ns ($f = 40 \text{ MHz}$) ergibt sich hier ein Messfehler von 125 ppm.

Um eine genauere Bestimmung der Frequenz zu realisieren wird daher auf eine Frequenzmessung mit zwei Zählern zurückgegriffen. Hierbei wird eine Messzeit vorgegeben, während der sowohl die Takte der internen Zeitbasis gezählt werden, wie auch die Anzahl der steigenden Flanken des Eingangssignals. Durch Division der Messzeit durch die Anzahl der vollen Schwingungen (Anzahl der steigenden Flanken $- 1$) erhält man so eine über die Messzeit gemittelte Frequenz. Abbildung 3.10 zeigt den Verlauf des relativen Messfehlers über die vorgegebene Messzeit eines Eingangssignals von 5 kHz bei einer internen Zeitbasis von 25 ns.

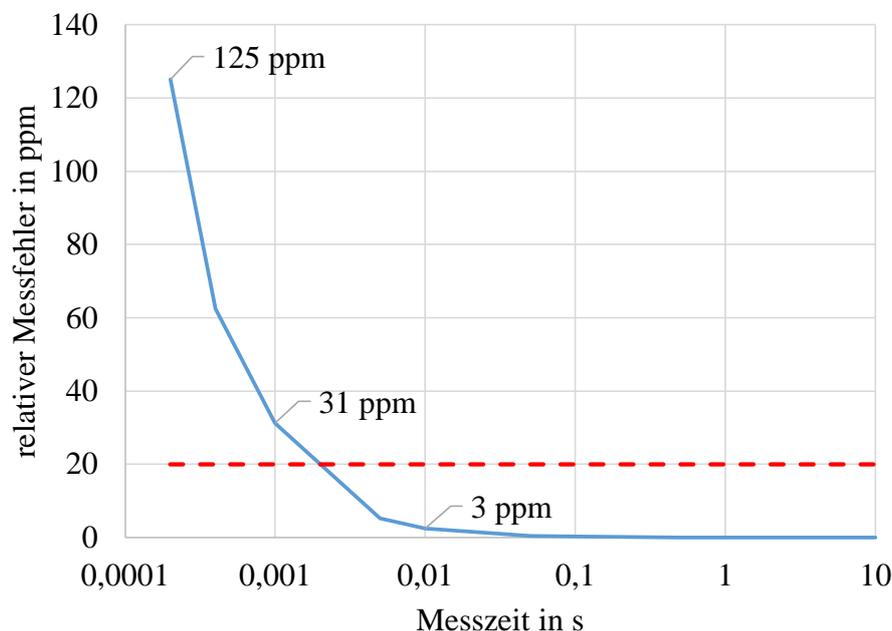


Abbildung 3.10: Verlauf des relativen Messfehlers über die Messzeit ($f_0 = 5 \text{ kHz}$)

Es ist zu erkennen, dass bei einer Messrate von 100 Hz der Messfehler bereits auf 3 ppm gesunken ist, was deutlich unter der Genauigkeitsgrenze von 20 ppm liegt, die durch den Messaufnehmer vorgegeben ist.

Eine bedeutende Einflussgröße auf den Messfehler der Frequenz ist darüber hinaus die Unsicherheit in der Frequenz des als Zeitbasis dienenden internen Taktgebers. Da nicht davon ausgegangen werden kann, dass die Streuung von bis zu 200 ppm symmetrisch um den Nenntakt von 40 MHz liegt, hat eine Verlängerung der Messzeit keinen Einfluss auf die Genauigkeit. Abbildung 3.11 zeigt den Verlauf des absoluten Temperaturfehlers der zur Verfügung stehenden Messaufnehmer über den relativen Fehler des Referenzsignals bei zwei Referenztemperaturen. Es ist eine klare Tendenz aller Sensoren erkennbar, dass die Empfindlichkeit auf Fehler des Referenzsignals bei höheren Temperaturen und damit auch höheren Frequenzen steigt. Den größten Gradienten von 5 mK pro 100 ppm weist hierbei der Messaufnehmer mit der Seriennummer 302349 bei 25 °C auf. Es ist jedoch auch festzustellen, dass alle Messaufnehmer ein ähnliches und nur auf geringe Weise temperaturabhängiges Verhalten hinsichtlich des Gradienten aufweisen.

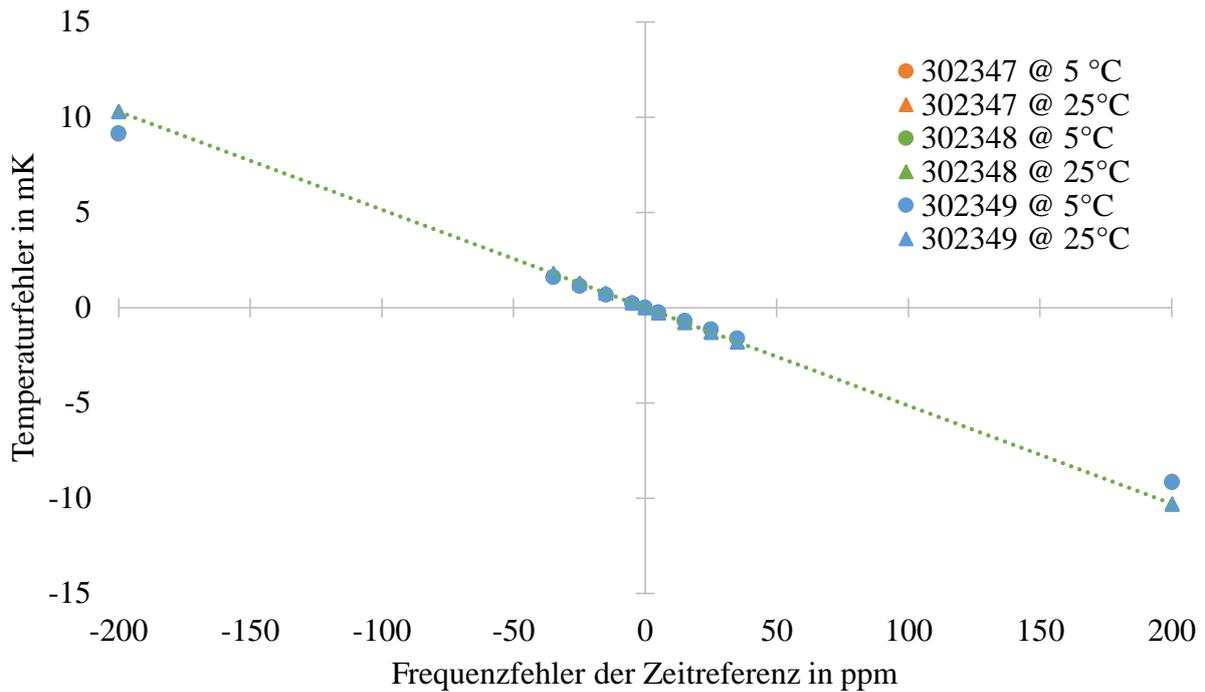


Abbildung 3.11: Verlauf des Temperaturfehlers über den Frequenzfehler

Durch die Architektur des FPGAs ist es möglich Prozesse zu realisieren, die absolut parallel ablaufen. Bei jedem einzelnen Takt können so die einzelnen Zähler synchron ausgeführt werden (SCTL), wodurch die Zeitbasis, wenn auch fehlerbehaftet, ident ist. Dies führt dazu, dass der Fehler in der Temperaturmessung zwar unverändert bleibt, die Temperaturdifferenz jedoch mit einer außerordentlich hohen Genauigkeit bestimmt werden kann. In Abbildung 3.12 ist eine Darstellung für den Verlauf des Temperaturdifferenzfehlers über den relativen Fehler des Referenzsignals.

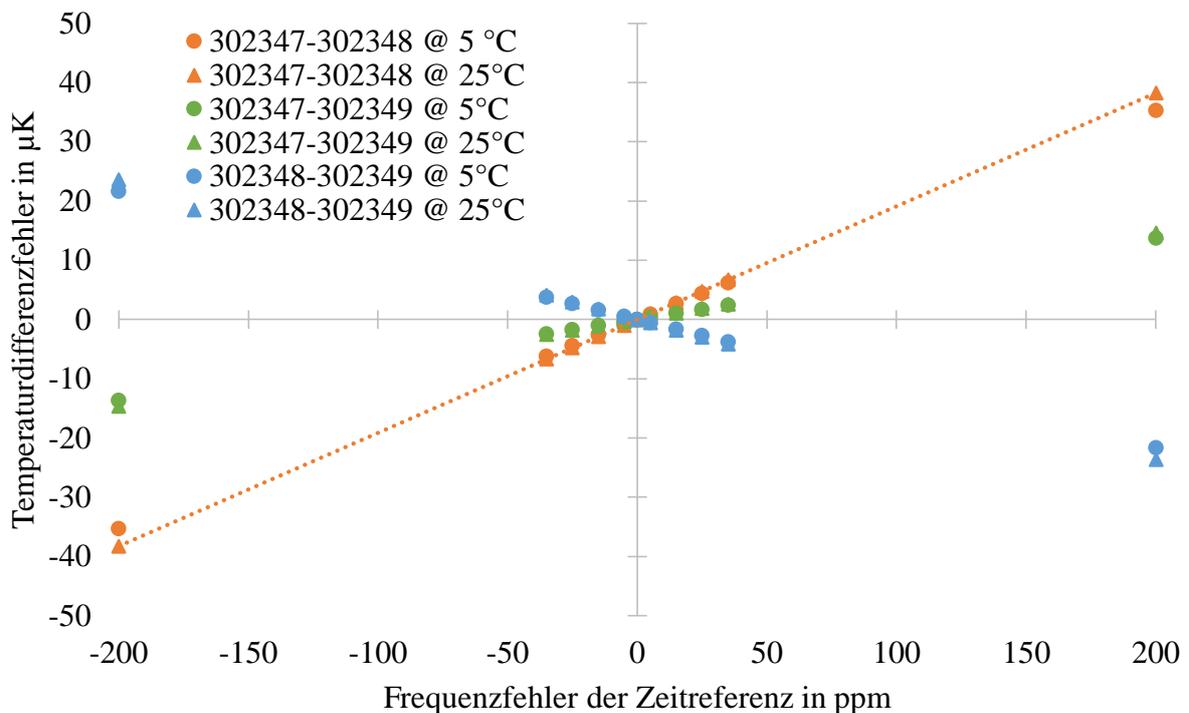


Abbildung 3.12: Verlauf des Temperaturdifferenzfehlers über den Frequenzfehler

Der größte Gradient bei der Bestimmung der Temperaturdifferenz tritt bei der Paarung der Messaufnehmer mit den Seriennummern 302347 und 302348 auf und beträgt in etwa 20 μK pro 100 ppm. Der Fehler bei der Temperaturdifferenzbestimmung, resultierend aus der Ungenauigkeit der Zeitreferenz, hätte erst ab einem Fehler von ungefähr 5.000 ppm oder 0,5 % einen Einfluss von 1 mK auf das Messergebnis.

Da eine Division aufgrund der sehr begrenzten Ressourcen und der begrenzten Präzision durch die Bindung an Festkommazahlen im FPGA Umfeld nicht sinnvoll ist, wird die Messzeit in Takten und die Anzahl der vollen Schwingungen als Ganzzahlwert dem RTOS übergeben. Abbildung 3.13 zeigt den Teil der DMA-FIFO, der die Informationen des Zählers beinhaltet. Dieser besteht aus einer Identifikationsnummer (2), dem aktuellen Zeitstempel in Millisekunden seit Systemstart (1367616), der Anzahl der Takte der Messbasis (39983964), der Anzahl der vollen Schwingungen (4044) sowie einer Prüfnummer (222), die sich als das 111-fache der Identifikationsnummer errechnet.

4229	111	2	1367616	39983964	4044	222	5	1367617
------	-----	---	---------	----------	------	-----	---	---------

Abbildung 3.13: DMA-FIFO Segment eines Zählers

Strommessung

Das Strommessmodul 9302 verfügt über einen 16-bit Wandler, dessen digitaler Ausgang 2^{16} Werte annehmen kann. Diese Zahlenwerte werden an den FPGA geliefert, jedoch ist es nicht möglich ein analoges Modul innerhalb einer SCTL zu nutzen. Um eine möglichst synchrone Erfassung aller Messgrößen zu erreichen wurde hier darauf zurückgegriffen eine Mittelwertbildung für die Dauer der Frequenzmesser durchzuführen. Dabei werden die ganzzahligen Ausgangswerte des Strommessmoduls für die Dauer der Frequenzmessung mit einer Rate von 20 Hz aufsummiert. Diese Rate wurde an die Aktualisierungsfrequenz der Rosemount 3051 (vgl. Tabelle 3.3) angepasst. Eine höhere Rate würde durch die doppelte Erfassung der selben Messwerte keine zusätzliche Information bringen.

Um eine Division im FPGA zu umgehen werden auch hier die Ganzzahlwerte der RTOS übergeben. Abbildung 3.14 zeigt den entsprechenden Teil der DMA-FIFO. Dieser beinhaltet eine Identifikationsnummer (5), den aktuellen Zeitstempel in Millisekunden seit Systemstart (1367617), die Summe der Messwerte (337162), den zu verwendende Teiler (20) sowie die Prüfnummer (555).

4044	222	5	1367617	337162	20	555	6	1367617
------	-----	---	---------	--------	----	-----	---	---------

Abbildung 3.14: DMA-FIFO Segment eines Analogeinganges

3.2.2 Datenverrechnung

Das bereits in der genutzten cRIO Einheit eingebettete Echtzeitbetriebssystem (RTOS) bietet die Möglichkeit, die Datenverrechnung unabhängig von weiteren Systemen direkt durchzuführen. Obgleich die Echtzeitfähigkeit für eine reine Messaufgabe, wie es hier der Fall ist, keine direkten Vorteile bietet, sind die Robustheit und die Möglichkeit des Inselbetriebs des Systems ausschlaggebend für dessen Nutzung. Abbildung 3.15 zeigt die Programmstruktur des am

RTOS ablaufenden Programmes. Während die an der Berechnung beteiligten Programmabschnitte sequenziell in Echtzeit ausgeführt werden, sind die für den Datentransfer zum Host genutzten Abschnitte (in der Abbildung aufgehellt dargestellt) von untergeordneter Priorität. Da es nicht gewährleistet werden kann, dass das Netzwerk unterbrechungsfrei und stets übertragungsbereit zur Verfügung steht, besitzen diese Prozesse keinen deterministischen Charakter. Alle Anbindungen der in Echtzeit ablaufenden Prozesse an diese Abschnitte sind daher zusätzlich durch Puffer gegen Datenverlust abgesichert. Diese gepufferten Verbindungen sind in Abbildung 3.15 lila dargestellt, alle nicht gepufferten Verbindungen hingegen grau.

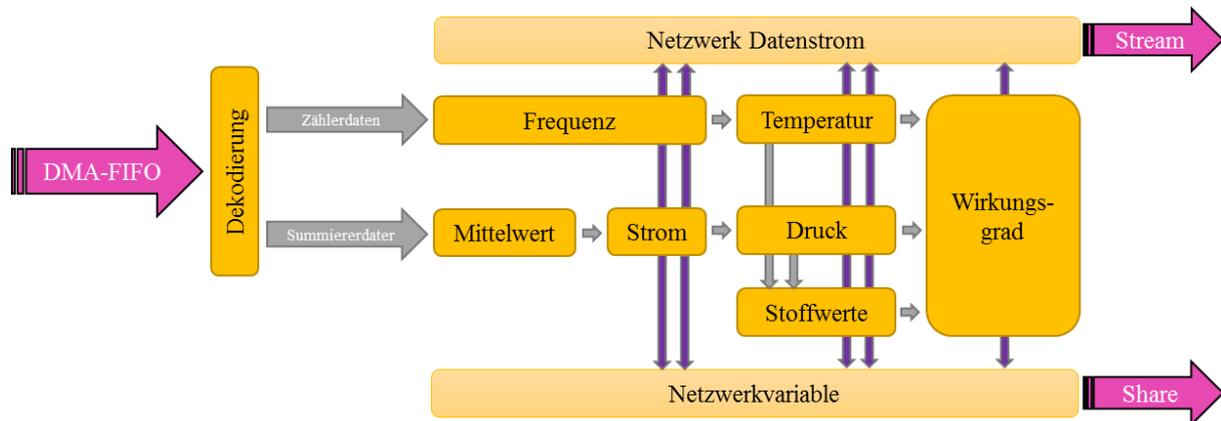


Abbildung 3.15: Programmstruktur Real Time

Die Stoffwerte werden nach dem in Kapitel 0 vorgestellten Verfahren von Herbst-Rögener gerechnet. Gemäß IEC 60041 werden diese für die mittlere Temperatur und den mittleren Druck nach (2.5) und (2.6) gebildet werden.

Zur Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades wird E_h nach (1.3) und E_m nach (2.3) bestimmt. Eine Einspeisung von Messsignalen für die geodätische Höhe z und der Strömungsgeschwindigkeit v ist vorgesehen, auf Grund des Fehlens entsprechender Sensorik wurden diese jedoch zwischenzeitlich mit identen Konstanten belegt, sodass sie auf die Wirkungsgradberechnung keinen Einfluss nehmen.

Die vom Messsystem vorgenommenen Berechnungen sind in Anhang A4 für einen Messpunkt beispielhaft schrittweise ausgeführt und dienen sowohl zur Verifikation der Programmierung, wie auch dazu, die Abläufe nachvollziehbar zu machen.

3.2.3 Visualisierung und Archivierung

Der Messcomputer ("Host") zeichnet sich durch eine einfach zu bedienende Benutzeroberfläche sowie ein großes Angebot an nicht flüchtigem Speicher aus. Für diese Aufgabe eignen sich sowohl tragbare PCs, die vor Ort bei der Messung direkt mit der cRIO Einheit verbunden werden, wie auch fest installierte PCs, über die bei entsprechender Netzwerkkonfiguration aus der Ferne zugegriffen werden kann.

Wie aus der Programmstruktur in Abbildung 3.16 ersichtlich ist, bestehen die Hauptaufgaben des Hosts aus Visualisierung und Archivierung der Messdaten. Darüber hinaus wurde der Host um eine Funktion erweitert, die eine Zusammenfassung der Messergebnisse in einem vorgegebenen Zeitraum zu einem Messpunkt erlaubt. Ein nachfolgender Programmabschnitt führt statistische Analysen aus und gibt Aufschluss über den zufälligen Messfehler.

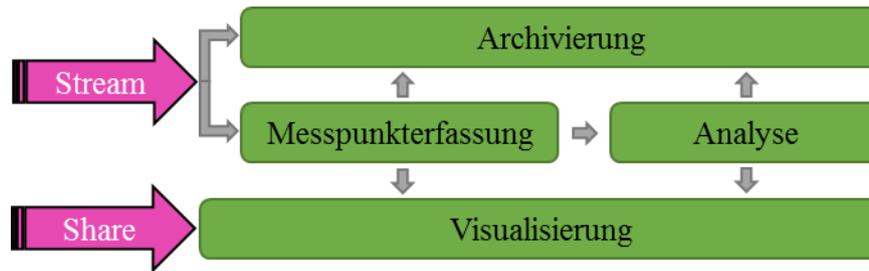


Abbildung 3.16: Programmstruktur Host

Die Visualisierung erfolgt in Form von Verlaufsdiagrammen. Dies soll in erster Linie dazu dienen um bei Lastwechseln festzustellen, ob alle instationären Vorgänge des hydraulischen Systems abgeklungen sind. Eine weitere Funktion der Visualisierung der Messwerte ist es, die Plausibilität der Messwerte auf einen Blick zu prüfen und eventuelle Leitungsbrüche sofort erkennen zu können.

Die Archivierung der Daten erfolgt in Form einer Textdatei (.txt) mit Tabulator getrennten Werten. Dieses Format wurde aufgrund der universellen Lesbarkeit unter allen Betriebssystemen ausgewählt. Diese Textdatei enthält für jeden aufgenommen Messwert folgende Daten:

- Zeitstempel in ms
- T_1 in °C
- T_2 in °C
- p_{11} in bar
- p_{21} in bar
- p_{12} in bar
- p_{22} in bar
- η_h
- E_m in J/kg
- E_h in J/kg
- Q in l/s
- Q_{Entnahme} in l/s
- M_{Motor} in Nm
- n_{Motor} in U/min
- η_{ref}

Für jeden aufgezeichneten Messpunkt werden folgende Daten gespeichert:

- Nummer des Messpunktes
- Startzeit in s
- Endzeit in s
- Messmodus (p_{x0} oder p_{x1})
- n in U/min
- Varianz von n in U/min
- T_1 in °C
- Varianz von T_1 in °C
- ΔT in K
- Varianz von ΔT in K
- p_1 in bar
- Varianz von p_1 in bar
- Δp in bar
- Varianz von Δp in bar
- Q_{Pumpe} in l/s
- Varianz von Q_{Pumpe} l/s
- η_h
- η_{ref}
- $E_{m,p}$ in J/kg
- $E_{m,T}$ in J/kg
- E_h in J/kg

Weiterführende Analysen der Messdaten erfolgten mit Microsoft Excel 2013.

4 Validierung des Messsystems

Um das entwickelte Messsystem testen zu können wurde eine Hochdruckpumpe der Firma Grundfos angeschafft. Neben den vom Hersteller angegebenen Werten diente bei den Validierungsmessungen ein parallel zur thermodynamischen Methode verbautes, konventionelles Messsystem zur Bestimmung des Wirkungsgrades.

4.1 Versuchsaufbau

Der Prüfstand zur Validierung des Referenzmesssystems wurde wie in Abbildung 4.1 schematisch dargestellt aufgebaut. Um die Zugehörigkeit der Komponenten des Messsystems zu den unterschiedlichen Messmethoden kenntlich zu machen sind alle Messleitungen, die Signale der thermodynamischen Methode übermitteln rot, die der zusätzlich für die konventionellen Methode installierten Messgeräte grün gekennzeichnet.

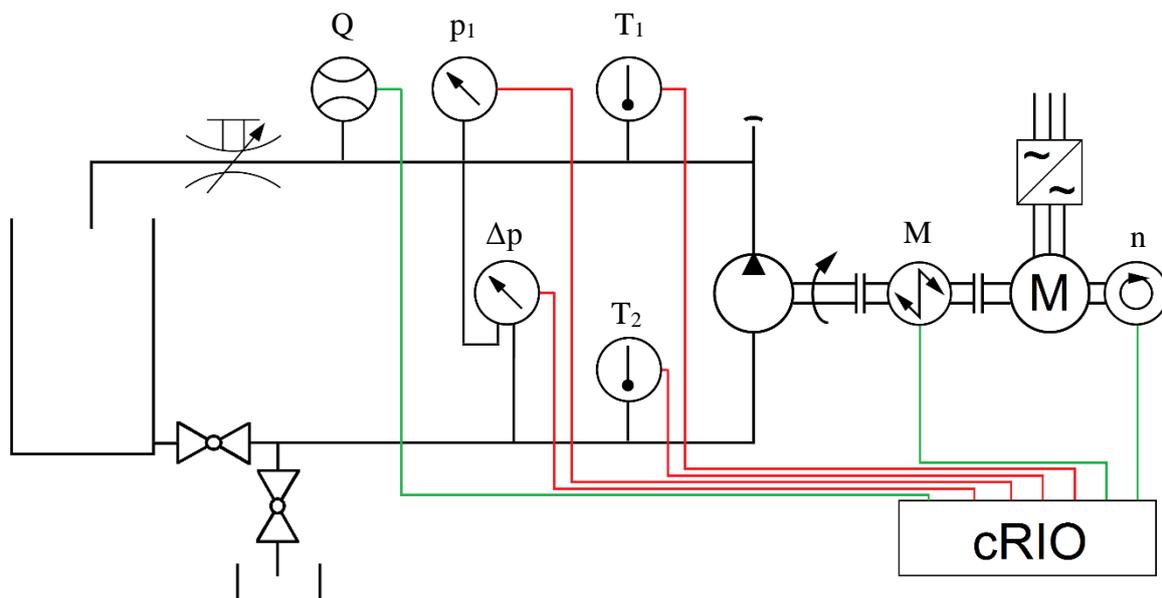


Abbildung 4.1: Aufbau des Validierungsmesssystems (schematisch)

Auf die Einbausituation der Messaufnehmer der thermodynamischen Methode wird unter 4.1.2 im Detail eingegangen. In Kapitel 4.1.3 sind alle Informationen zum Referenzmesssystem aufgeführt.

Der Betriebspunkt der Pumpe kann auf zwei Arten verändert werden. Zum einen wurde ein Kugelhahn (DN 50 / PN 16) mit verlängertem Einstellhebel in den Leitungsstrang als variables Drosselelement verbaut. Dadurch kann die Anlagenkennlinie verändert und der Betriebspunkt entlang der Pumpenkennlinie verschoben werden. Zum anderen wird, um eine Beeinflussung der Pumpenkennlinie zu ermöglichen, die Pumpe über einen Frequenzumformer betrieben.

Alle Verrohrungen erfolgten mittels Stahlrohren DN 50, die Absperrhähne sind als Kugelhähne ausgeführt (DN 50 / PN 16). Die Entlüftungsmöglichkeit ist in das Pumpengehäuse integriert. Am Auslegungspunkt der Pumpe mit 17 m³/h ergibt sich bei einer Wassertemperatur von 15 °C die Reynoldszahl in den Rohren zu

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{D \cdot \pi \cdot \nu} = 1,05 \cdot 10^5 \quad (4.1)$$

Das Layout des Prüfstandes ist in Abbildung 4.2 dargestellt, Abbildung 4.3 ist ein Foto des Aufbaus. Alle Komponenten sind nach Tabelle 4.1 nummeriert, und nach ihrer Zugehörigkeit zum thermodynamischen Messsystem (rot) oder zum Referenzmesssystem (grün) gesondert farblich markiert.

Tabelle 4.1: Elemente des Messaufbaus nach Abbildung 4.2

Nummer	Benennung
1	Messstelle Saugseite (direkte Ausführung)
2	Pumpe (CRI 15-12)
3	Drehmomentmessstelle
4	Motor (MG160 MB2)
5	Drehzahlmessstelle
6	Messstelle Druckseite (Entnahmeausführung)
7	induktives Durchflussmessgerät
8	Drossel
9	Absperrhahn

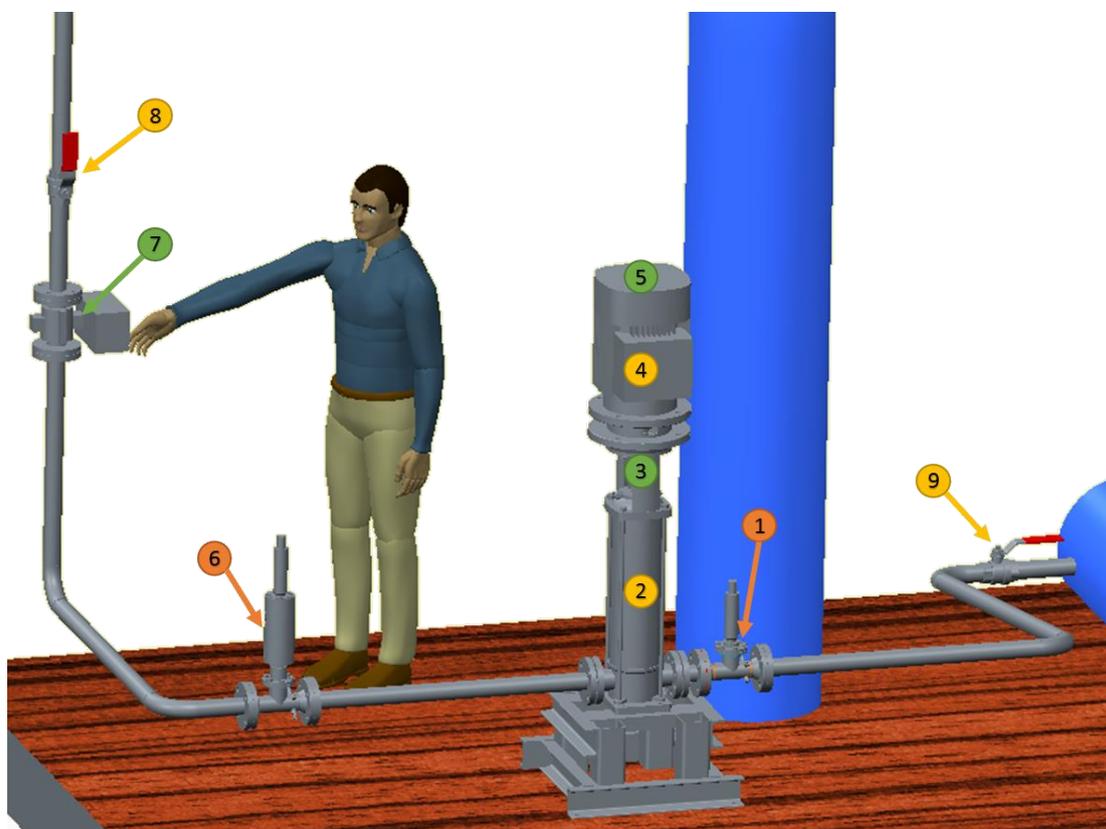


Abbildung 4.2: Aufbau des Validierungsprüfstands

Der Ort zur Aufstellung des Prüfstandes wurde nach den räumlichen Gegebenheiten und den Grenzen der akzeptablen Umgebungseinflüsse gewählt. Durch die Lage direkt an der Wand des Wasserbehälters und weit entfernt von Fenstern sowie Lüftungs- und Heizaggregaten konnte eine Umgebung realisiert werden, bei der die Einflüsse auf die Messung minimiert wurden.



Abbildung 4.3: Validierungsprüfstand im Labor

4.1.1 Prüfling Grundfos CRI 15-12

Die zu Versuchszwecken angeschaffte Pumpe der Firma Grundfos hat die vollständige Bezeichnung CRI 15-12 A-FGJ-I-E-HQQE und trägt die Seriennummer 0001. Diese ist in einer Einheit mit dem Motor MG160 MB2-42FF300-H3 aufgebaut.

Bei der Pumpe handelt es sich um eine vertikal aufgestellte zwölfstufige Radialpumpe. Der Nennbetriebspunkt liegt bei einem Durchfluss von $17 \text{ m}^3/\text{h}$ und einer Förderhöhe von $135,6 \text{ m}$. Die maximale Förderhöhe liegt bei 169 m . Die Nenndrehzahl liegt bei $2940 - 2950 \text{ U/min}$ bei einer Frequenz des Drehfeldes von 50 Hz .

Abbildung 4.4 zeigt eine Schnittdarstellung sowie die vom Hersteller angegebene Pumpenkennlinie bei 100% und 25% der Nenndrehzahl. Der blau eingefärbte Bereich ist der zulässige Betriebsbereich der Pumpe.

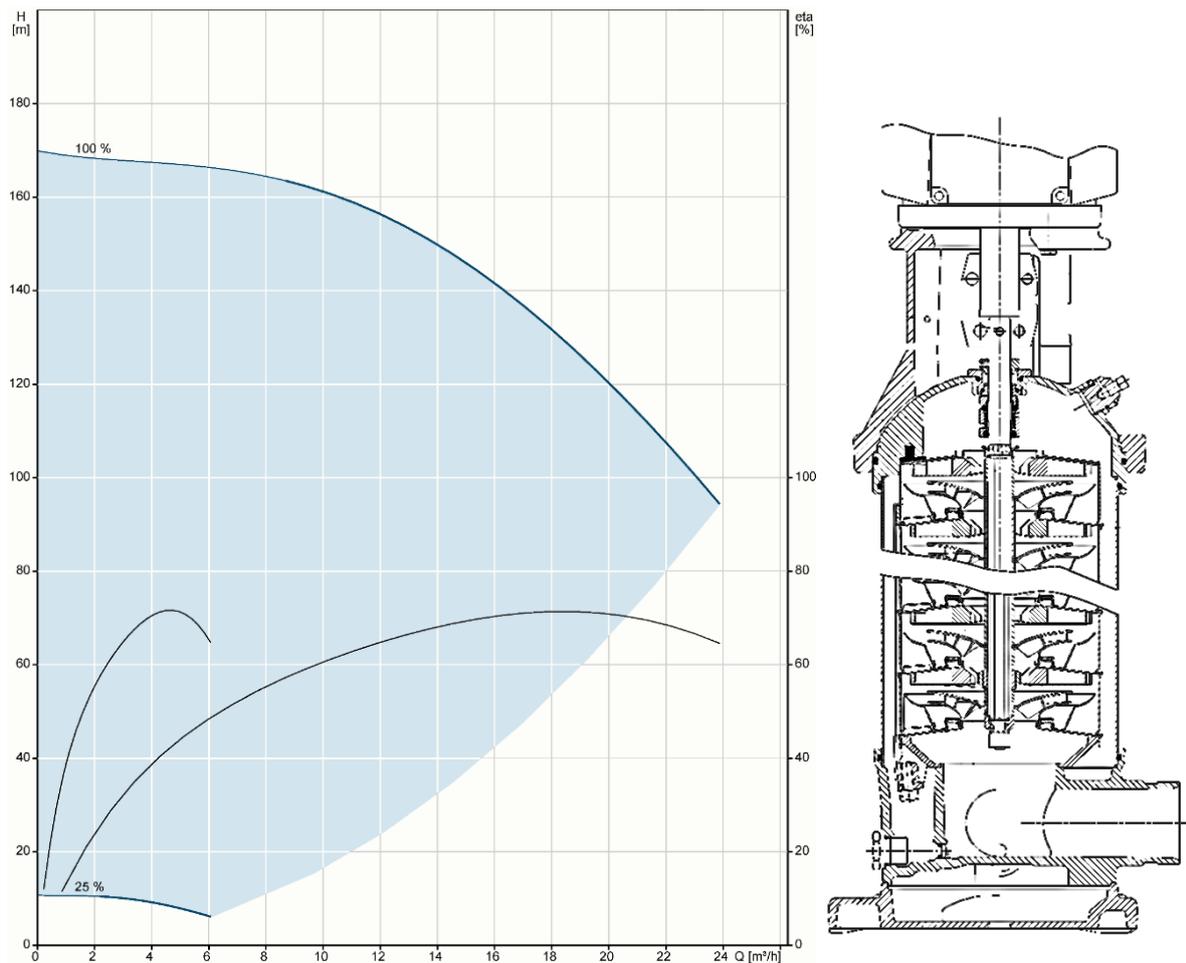


Abbildung 4.4: Kennlinie (links) und Schnittdarstellung (rechts) der CRI 15-12 [20]

4.1.2 Messstellen

Aufgrund der kleinen Abmessungen des Prüfstandes ist eine Messung streng nach der IEC 60041 nicht praktikabel. Dies betrifft vor allem die Gestaltung der Entnahmesonde sowie die Anzahl und Lage der Sonden. Wo möglich und sinnvoll wurden die Vorschläge der IEC 60041 in die Konstruktion integriert, in den übrigen Fällen wurden entsprechende Überlegungen zur Sinnhaftigkeit des Aufbaus angestellt. Diese sind nachfolgend im Detail erläutert.

Um ein möglichst hohes Maß an Flexibilität zu gewährleisten wurden die Messstellen sowohl an der Druck- wie auch der Saugseite der Pumpe in einer modularen Bauform vorgesehen.

Wie in Abbildung 4.5 ersichtlich befindet sich die saugseitige Messstelle (blau) unmittelbar vor der Pumpe, druckseitig wurde die Messstelle (rot) in einem Abstand von 1 m, das entspricht dem 20-fachen Rohrdurchmesser, positioniert.

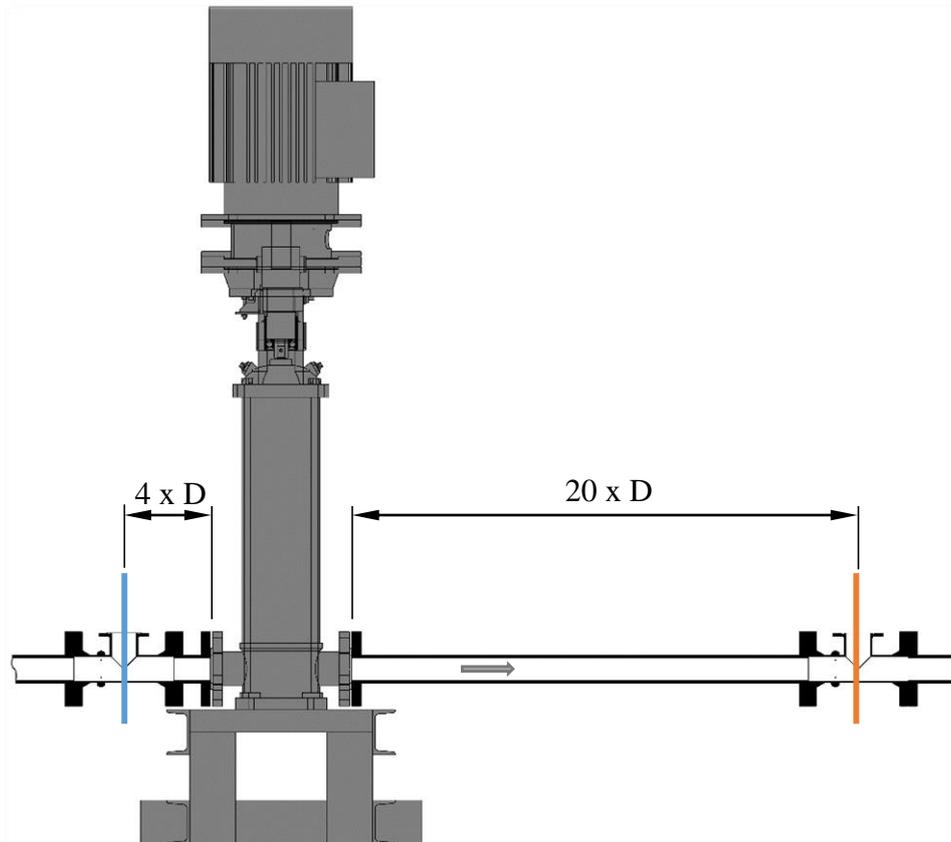


Abbildung 4.5: Lage der Messstellen am Validierungsprüfstand

Druckmessung

Die Anschlüsse zur Druckmessung konnten weitestgehend im Einklang mit den Anforderungen der IEC 60041 ausgeführt werden (vgl. Kapitel 2.2.1). Es wurden vier Druckmessstellen am Umfang des Rohres verteilt, wobei sich stets zwei Messstellen einander gegenüber befinden. Diese befinden sich in Strömungsrichtung gesehen vor der Temperaturmessstelle um eventuell auftretende Störungen auf die Messung durch das Einbringen der Entnahmesonde zu verhindern.

Temperaturmessung

Die Entnahmesonde zur Temperaturmessung konnte auf Grund der geringen Abmessungen des Prüfstandes nicht nach den Empfehlungen der IEC 60041 ausgeführt werden. Die Länge der Entnahmesonde wurde so gewählt, dass sich die Öffnung, unter Voraussetzung einer voll entwickelten turbulenten Strömung, an der Stelle der mittleren Strömungsgeschwindigkeit befindet.

Für die vereinfachte Formel der Geschwindigkeitsverteilung bei Rohrströmung

$$\frac{u}{u_{\max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^m \quad (4.2)$$

ergibt sich mit der in (4.1) berechneten Reynoldszahl ein Exponent m von $1/7$ für turbulente Rohrströmungen [21]. Eine dem Volumenstrom äquivalente Geschwindigkeit kann demnach

an der Stelle $r/R = 0,758$ gefunden werden. Dies entspricht einer Eintauchtiefe der Sonde in das Rohr von ca. 6 mm.

Auf Grund der 12-stufigen Bauform der Pumpe kann von einer nahezu idealen Durchmischung ausgegangen werden, sodass zur Messung der Temperatur der Einsatz von je einem Messaufnehmer an Druck- und Saugseite vorgesehen wird.

Abbildung 4.6 zeigt eine Messstelle mit Wasserentnahme. Hierbei wird ein Teil des strömenden Wassers in eine Messkammer abgezweigt um sowohl den Druck wie auch die Temperatur zu messen. Am Austritt aus der Messkammer ist ein zusätzlicher Kugelhahn zur Regulierung der Entnahmemenge angebracht (Abbildung 4.7).

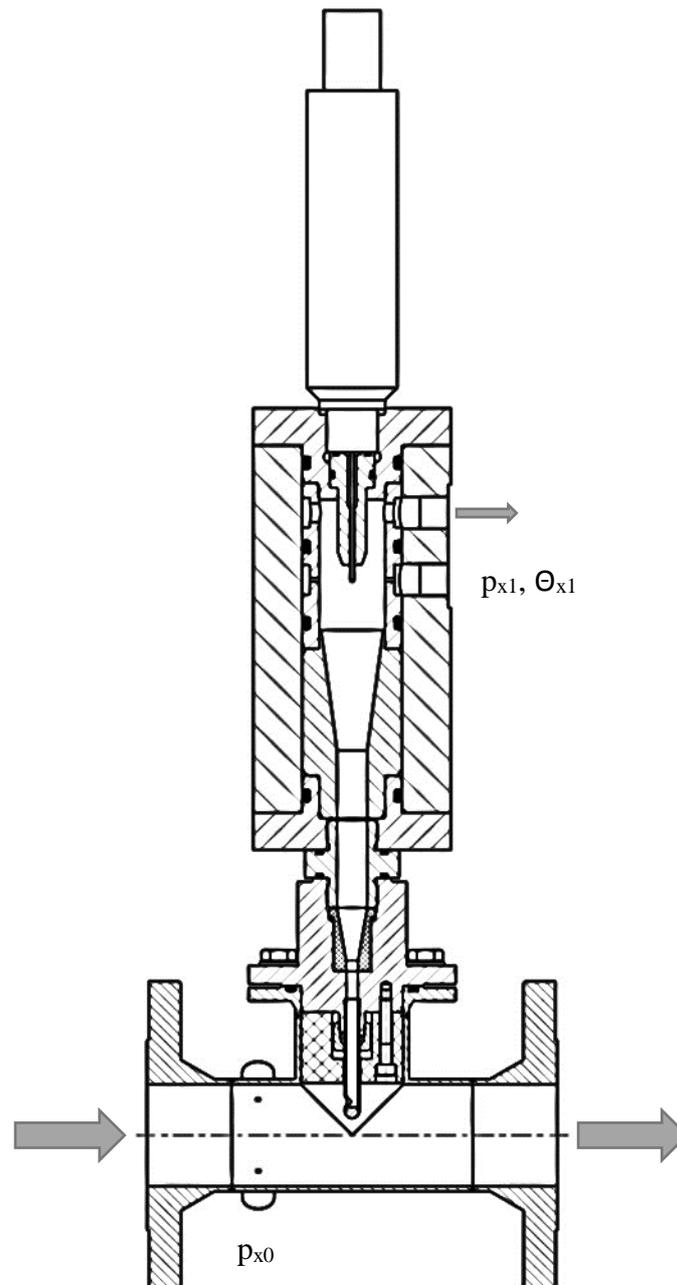


Abbildung 4.6: Messstelle des Validierungsprüfstandes mit Wasserentnahme (Skizze)



Abbildung 4.7: Messstelle des Validierungsprüfstandes mit Wasserentnahme (druckseitig)

Zur Bestimmung der hydraulischen Energie wird hierbei p_{x0} herangezogen, p_{x1} und Θ_{x1} dienen zur Berechnung der mechanischen Energie.

Um die Messung der Temperatur direkt in der Strömung am Prüfstand zu ermöglichen und im Zuge der Validierungsversuche beide Verfahren vergleichen zu können, sind die Messstellen auch gemäß Abbildung 4.8 aufbaubar. Abbildung 4.9 zeigt eine so ausgeführte Messstelle an der saugseitigen Messposition.

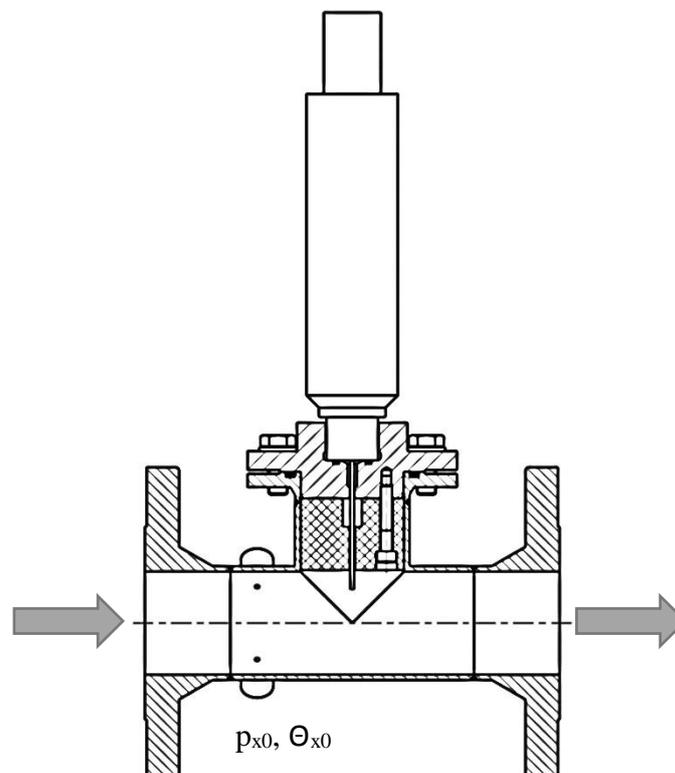


Abbildung 4.8: Messstelle des Validierungsprüfstandes zur direkten Messung (Skizze)



Abbildung 4.9: Messstelle des Validierungsprüfstandes zur direkten Messung (saugseitig)

Bei der direkten Messung werden p_{x0} und Θ_{x0} sowohl zur Bestimmung der hydraulischen wie auch der mechanischen Energie herangezogen.

4.1.3 Referenzmesssystem

Um einen Vergleichswert zu dem mittels der thermodynamischen Methode bestimmten hydraulischen Wirkungsgrades zu erhalten wurde auch ein System zur konventionellen Wirkungsgradbestimmung in den Prüfstand integriert. Hierfür wurden ein induktives Durchflussmessgerät (IDM) in den Leitungsstrang sowie eine Drehmomentmesswelle und ein Drehzahlgeber in den Antriebsstrang integriert.

Das IDM vom Typ 10DX3311 des Herstellers Bailey-Fischer & Porter (heute ABB) bietet einen analogen Signalausgang und konnte in die vorhandenen Routinen der Messdatenerfassung integriert werden. Die wichtigsten Spezifikationen sind in Tabelle 4.2 angeführt.

Tabelle 4.2: Spezifikationen BF&P 10DX3311 [22]

Spezifikationen BF&P 10DX3311	
Messbereich	0 ... 60 m ³ /h
Genauigkeit $Q > 0,1 Q_{\max}$	$\pm 0,2 \%$ Messwert
Genauigkeit $Q < 0,1 Q_{\max}$	$\pm 0,02 \%$ Messbereichsgrenze
Aufwärmzeit	30 Minuten
Ausgangssignal	4 ... 20 mA
Energieversorgung	230 V AC

Zur Bestimmung der Antriebsleistung der Pumpe wurden ein optischer Impulsgeber zur Bestimmung der Drehzahl sowie eine Drehmomentmesswelle vom Typ T22-200 der Firma HBM eingesetzt (Spezifikationen laut Tabelle 4.3).

Tabelle 4.3: Spezifikationen HBM T22-200 [23]

Spezifikationen HBM T22-200	
Messbereich	-200 ... 200 Nm
Genauigkeit	$\pm 0,5$ % Messbereichsgrenze
Grenzdrehzahl	12.000 U/min
Ausgangssignal	2 ... 18 mA
Nullpunktsignal	$10 \pm 0,2$ mA
Energieversorgung	11,5 ... 30 V DC

Für den Impulsgeber wurden am Lüfterrad des Motors zwei Reflexionsstreifen angebracht (Abbildung 4.10). Die Frequenzerfassung zur Drehzahlbestimmung erfolgt über ein digitales I/O-Modul in Kombination mit zwei Zähler wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben.

**Abbildung 4.10: Optischer Impulsgeber zur Drehzahlbestimmung**

Der Einbau der Drehmomentmesswelle erforderte weitreichende konstruktive Änderungen gegenüber der originalen Konfiguration der Pumpen-Motor-Einheit. Neben dem zusätzlich erforderlichen Bauraum, der geschaffen werden musste, stellte der Achsschub der Pumpe eine große Herausforderung dar. Während in der ursprünglichen Zusammenstellung die Lager im Motor den Achsschub aufnehmen, musste, resultierend aus den Einbauanforderungen der Drehmomentmesswelle, eine ersatzweise Lagerung vorgesehen werden. Abbildung 4.11 zeigt das zwischen Pumpe und Motor zur Messung des Drehmoments verbaute System.

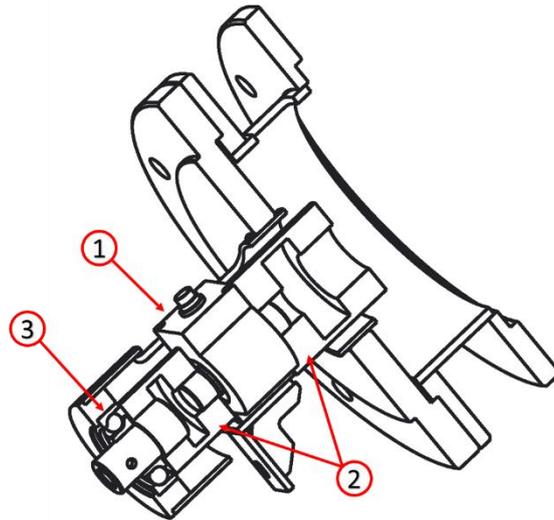


Abbildung 4.11: Drehmomentmessung des Validierungsprüfstandes (Skizze)

Um den spannungsfreien Einbau der Messwelle (1) zu ermöglichen wurden zwei Metallbalgkupplungen (2) verbaut. Der Achsschub der Pumpe wird durch ein Schrägkugellager (3) aufgenommen.

4.2 Messungen

Das entwickelte Messsystem wurde über einen Zeitraum von zwei Monaten einer Vielzahl von Tests unterzogen. Um eine Aussage über die Einsatzgrenzen des Systems treffen zu können wurde die Drehzahl der Pumpe in einem Bereich von 30 % bis 100 % der Nenndrehzahl variiert. Dementsprechend konnte eine Variation der maximalen Förderhöhe gemäß der Relation

$$\frac{H}{H_{nenn}} = \left(\frac{n}{n_{nenn}} \right)^2 \quad (4.3)$$

im Bereich von 169 m bis 15 m realisiert werden. Es wurden Messungen sowohl unter Verwendung direkter Temperaturmessung im Rohr, als auch mittels einer Entnahmesonde durchgeführt.

Darüber hinaus wurde der Einfluss der Messdauer auf die Größe des zufälligen Fehlers und auf die Grenzen eines 95 %igen Konfidenzintervalls untersucht. Durch eine Vertauschung der Temperaturmessaufnehmer zwischen Druckseite (DS) und Saugseite (SS) der Pumpe konnte des Weiteren der Einfluss des systematischen Messfehlers der Temperaturdifferenzmessung auf das Messergebnis untersucht werden.

Die Ergebnisse der Wirkungsgradmessung durch das Referenzmesssystem konnten, nach Abschätzung des mechanischen Wirkungsgrades, zum Vergleich mit dem, durch die thermodynamische Methode erlangten, hydraulischen Wirkungsgrad herangezogen werden.

Tabelle 4.4 gibt einen Überblick über die im Zuge der Validierung am Pumpenprüfstand durchgeführten Messungen.

Tabelle 4.4: Durchgeführte Messreihen und Konfiguration des Messsystems

Nr.	Bezeichnung	SS	DS	T_{10}/T_{11}	T_{20}/T_{21}	p_{10}, p_{11}	Δp
I	Inbetriebnahme	Direkt	Direkt	SBE 3 (...7)	SBE 3 (...9)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
II	Drehzahlvariation	Direkt	Direkt	SBE 3 (...7)	SBE 3 (...9)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
III	Messzeitvariation	Direkt	Direkt	SBE 3 (...7)	SBE 3 (...9)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
IV	Entnahmemessung	Direkt	Entnahme	SBE 3 (...7)	SBE 3 (...9)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
V	Abgleichmessung	Direkt	Direkt	SBE 3 (...7)	SBE 3 (...9)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
VI	Messaufnehmer- tausch	Direkt	Direkt	SBE 3 (...9)	SBE 3 (...7)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
VII	Drehzahlvariation	Direkt	Direkt	SBE 3 (...9)	SBE 3 (...7)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)
VIII	Entnahmemessung	Direkt	Entnahme	SBE 3 (...9)	SBE 3 (...7)	3051 (PG 5)	3051 (CD 4)

Um den systematischen Fehler der Temperaturdifferenzmessung so gering wie möglich zu halten, wurden vor der Durchführung der in Tabelle 4.4 aufgelisteten Messreihen, weitere Messungen zur Justierung der Temperaturmessaufnehmer durchgeführt.

4.2.1 Auswertung Inbetriebnahme

Die Messungen, die im Zuge der Inbetriebnahme des Prüfstandes durchgeführt wurden, dienen in erster Linie zur Sicherung der ordnungsgemäßen Funktion der Messaufnehmer und der Datenerfassung. Darüber hinaus können auch weitere Informationen zum inneren Aufbau des Prüflings, insbesondere über das innere Volumen, gewonnen werden. Im Rahmen der Inbetriebnahme konnten auch die Korrekturglieder, die in Kapitel 2.4 eingeführt wurden, berechnet werden. Die Einhaltung der in der IEC 60041 definierten Grenzen für die Zulässigkeit der Korrekturen konnte so überprüft werden.

Der Wärmetransport durch die Wände zwischen Umgebung und Fluid wird nach Gleichung (2.17) korrigiert. Die wärmeübertragende Fläche beträgt $0,8 \text{ m}^2$, die zu gleichen Teilen auf die Oberfläche der Pumpe selbst und die Rohrleitungen zwischen den Messstellen entfallen. Aufgrund des Aufbaus des Prüflings ist das Wasser erst nach dem Durchlaufen aller 12 Stufen der Pumpe mit der Wandung in Kontakt. Da rund 85 % der Wände im Kontakt mit dem Druckwasser stehen wird die Temperatur T_{10} ($15,24 \text{ }^\circ\text{C}$) und die Umgebungstemperatur T_a ($17,0 \text{ }^\circ\text{C}$) zur Berechnung herangezogen.

Um die Korrektur zufolge der Temperaturänderung im Zulauf berechnen zu können ist es notwendig die Zeit, die das Wasser zum Durchströmen der Pumpe benötigt, abzuschätzen. Hierfür wurden die Temperaturen an der druck- und saugseitigen Messstelle synchron erfasst. Der Temperaturverlauf ist in Abbildung 4.12 dargestellt, wobei jeweils vier signifikante lokale Extremwerte markiert wurden.

Zur Bestimmung des Korrekturgliedes ist weiter der Gradient der Temperatur des zuströmenden Wassers notwendig. Dieser beträgt im betrachteten Messintervall $51 \text{ } \mu\text{K/s}$. Es ist jedoch

ersichtlich, dass er sehr stark von dessen Länge abhängt. Über die gesamte Dauer der Inbetriebnahme von 65 Minuten beträgt der Gradient $18 \mu\text{K/s}$ oder $1,06 \text{ mK/min}$, womit dieser deutlich unterhalb des durch die IEC 60041 vorgeschriebenen Grenzwertes von 5 mK/min liegt.

Bei der Wahl der Dauer eines Messintervalls ist jedenfalls kritisch zu hinterfragen, ob es lange genug gewählt wurde um die Annahme eines konstanten Temperaturgradienten zu erfüllen.

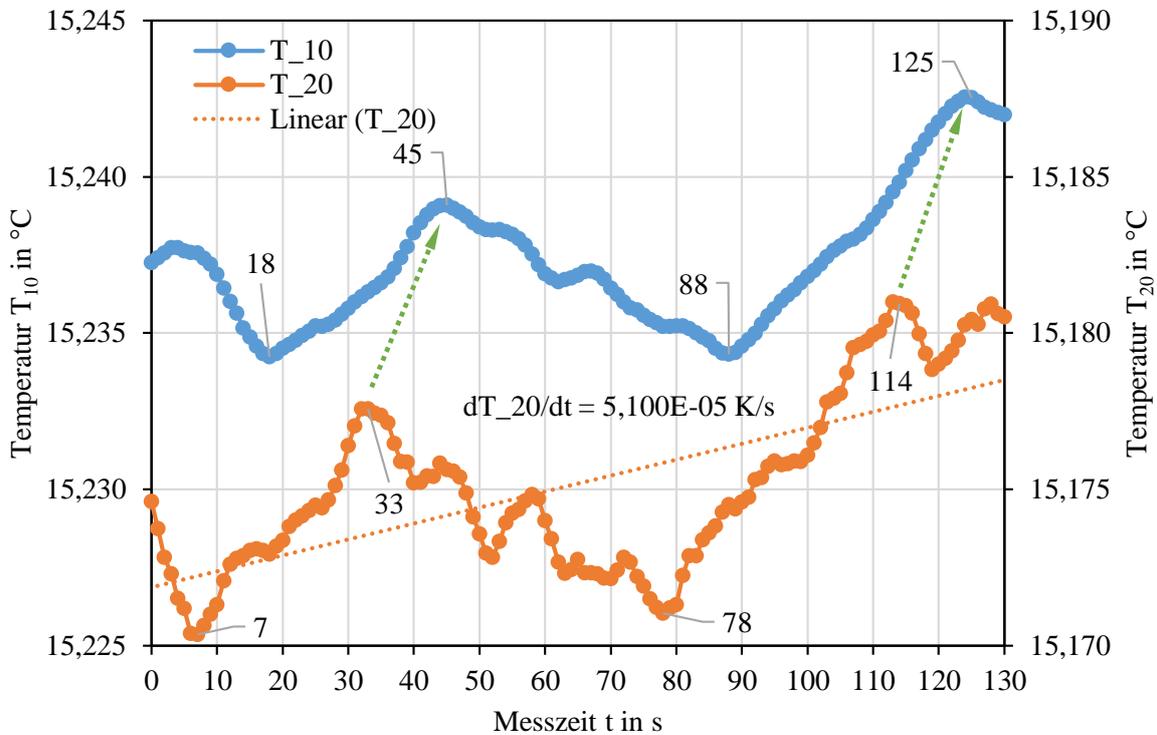


Abbildung 4.12: Temperaturverlauf bei $Q = 1,53 \text{ l/s}$

Über die Verzögerung, mit der lokale Extremwerte des Temperaturverlaufes von der saugseitigen an der druckseitigen Messstelle ankommen, (grüne Pfeile) und den Durchfluss kann das Volumen des Prüflings zwischen den Messstellen bestimmt werden (Tabelle 4.5).

Tabelle 4.5: Bestimmung des Prüflingvolumens

$t(T_{20})$ [s]	$t(T_{10})$ [s]	Δt [s]	Q_{Mittel} [l/s]	V_i [l]
7	18	11	1,525	16,78
33	45	12	1,526	18,31
78	88	10	1,527	15,27
114	125	11	1,524	16,77
Mittelwerte:		11	1,526	16,78

Für diesen konkreten Messpunkt ergibt sich E_h zu $386,99 \text{ J/kg}$ und E_m zu $629,35 \text{ J/kg}$. Die Korrektur zufolge des Wärmetransports durch die Wände beträgt $-9,20 \text{ J/kg}$ oder $1,46 \% E_m$. Der Korrekturterm zufolge der Temperaturänderung im Zulauf nach Gleichung (2.14) beläuft sich auf $2,35 \text{ J/kg}$ oder $0,37 \% E_m$. Der hydraulische Wirkungsgrad ergibt sich, unter Berücksichtigung der Korrekturterme, zu $62,17 \%$ und liegt um $0,68$ Prozentpunkte höher als ohne Korrektur.

Korrigiert man die Zeitbasis einer der Temperaturmessungen um die Verweildauer des Wassers in der Pumpe t^* von 11 s, so erhält man den korrigierten Temperaturverlauf gemäß Abbildung 4.13. In diesem Fall ergibt sich E_m zu 622,38 J/kg, E_h bleibt unverändert. Der hydraulische Wirkungsgrad beträgt nach dieser Methode 62,18 %, welcher nur 0,01 Prozentpunkte über dem zuvor bestimmten liegt. Beide Methoden zur Korrektur der Temperaturänderung im Zulauf können daher für diesen Messpunkt als gleichwertig angesehen werden.

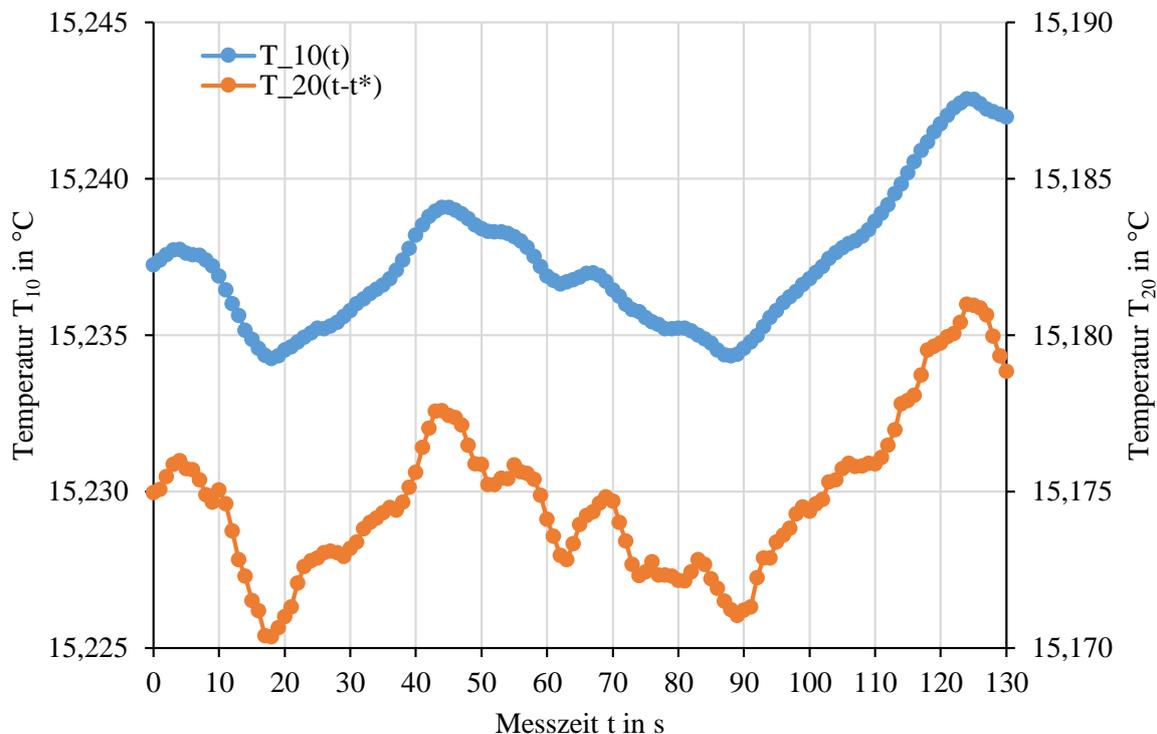


Abbildung 4.13: Korrigierter Temperaturverlauf bei $Q = 1,53 \text{ l/s}$

4.2.2 Auswertung Drehzahlvariation

Die Messung des hydraulischen Wirkungsgrades nach der thermodynamischen Methode ist in ihrem Anwendungsfeld in erster Linie von der Förderhöhe begrenzt. Durch die Änderung der Drehzahl konnte ein Förderhöhenbereich von 15 m bis 169 m realisiert werden.

Ausgehend von der Nenndrehzahl wurden acht Messreihen durchgeführt, wobei die Drehzahl jeweils um 10 % reduziert wurde. Jede Messreihe besteht aus 13 Messpunkten, die im vom Hersteller als zulässig angegebenen Betriebsbereich gleichmäßig über den Durchfluss verteilt aufgenommen wurden. Der Durchfluss wurde durch Variation des Öffnungswinkels des Drosselorgans eingestellt. Als Messdauer für jeden einzelnen Messpunkt wurden 120 s und eine Messrate von 1 Hz gewählt. Insgesamt wurden somit 104 Messpunkte mit 12.584 Messwertätzen aufgenommen.

Abbildung 4.14 zeigt in einem Q - Δp -Diagramm die Pumpenkennlinie bei allen gemessenen Drehzahlen. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Form der Kennlinie nicht verändert.

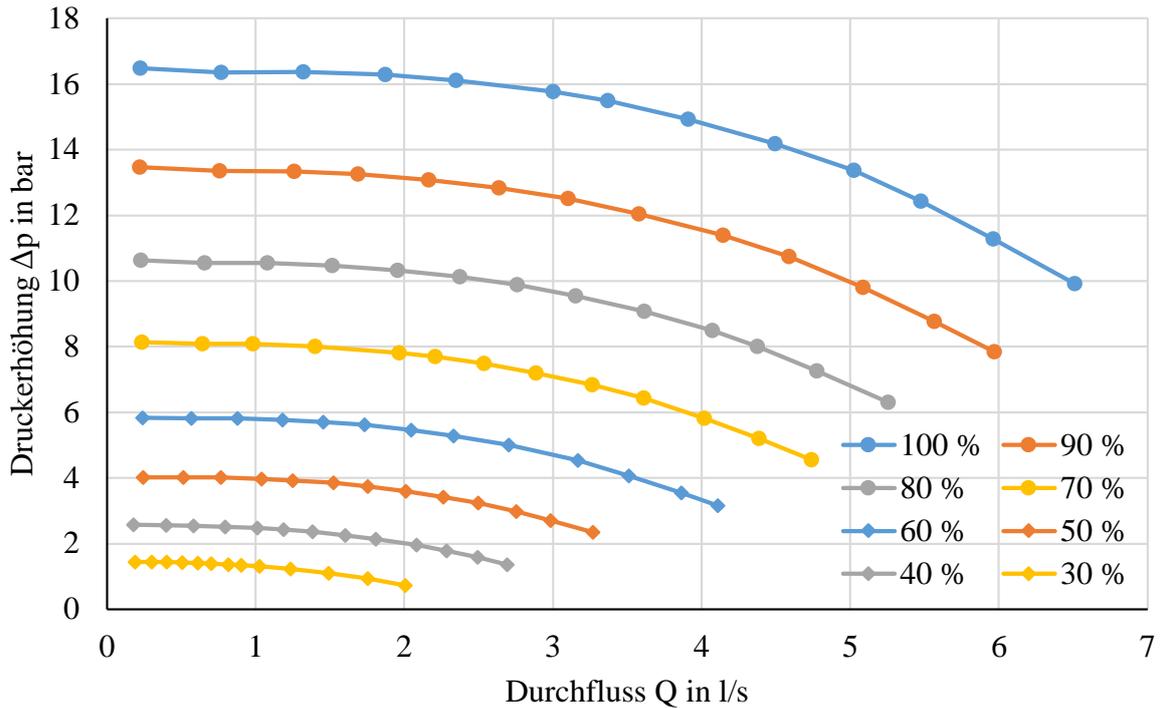


Abbildung 4.14: Q-Δp-Verlauf aller Messungen mit unterschiedlichen Drehzahlen

Um einen besseren Vergleich treffen zu können wird in weiterer Folge auf die zwei dimensionslosen Kennzahlen Durchflusszahl φ und Druckzahl ψ zurückgegriffen. Diese sind definiert als

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{D \cdot \pi \cdot b \cdot u} = \frac{60}{\pi^2 \cdot D^2 \cdot b} \cdot \frac{\dot{V}}{n} \tag{4.4}$$

und

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2} = \frac{7200}{\pi^2 \cdot \rho \cdot D^2} \cdot \frac{\Delta p}{n^2} \tag{4.5}$$

mit dem Außendurchmesser des Laufrades $D = 118 \text{ mm}$ und der Breite $b = 7 \text{ mm}$.

Abbildung 4.15 zeigt das φ - ψ -Diagramm für vier ausgewählte Drehzahlen wobei zwei Effekte festzustellen sind. Wie in Tabelle 4.6 dargestellt nimmt die Messunsicherheit mit sinkender Drehzahl zu. Diese Entwicklung entspricht den Erwartungen, da der Durchfluss proportional zur Drehzahl abnimmt und die Förderhöhe, respektive die Druckerhöhung, mit dem Quadrat der Drehzahl ebenfalls abnimmt.

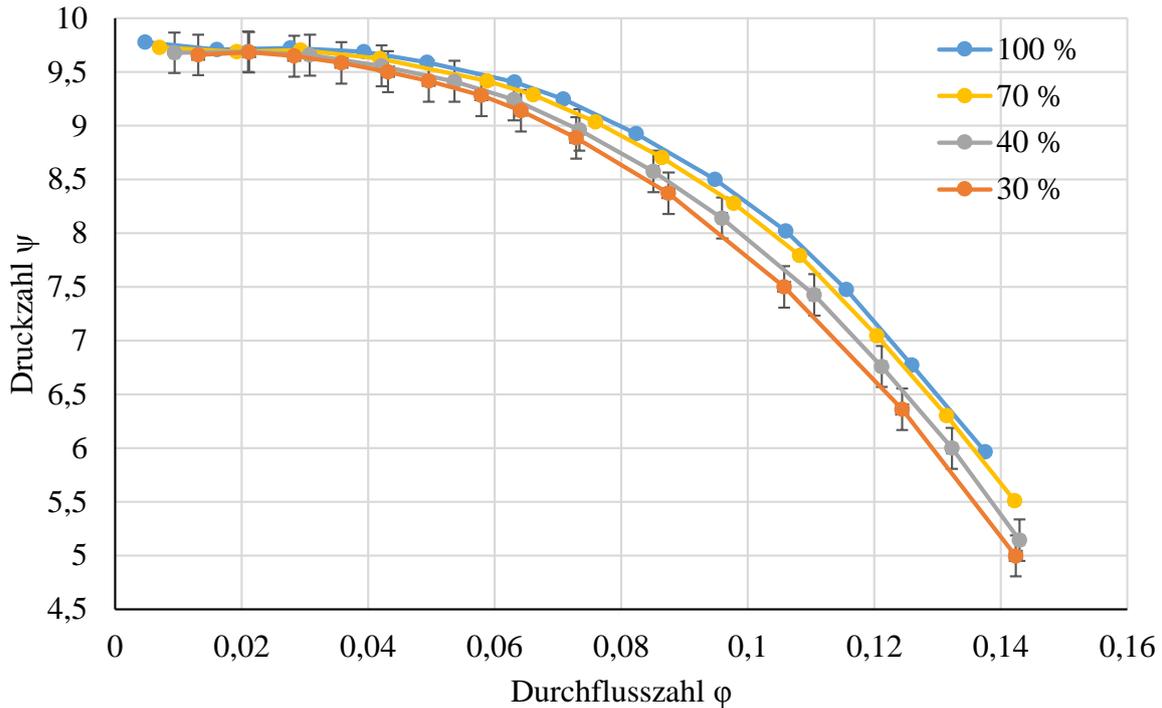


Abbildung 4.15: ϕ - ψ -Verlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen (mit Messunsicherheit)

Außerdem ist festzustellen, dass die Kennlinien bei niedrigen Drehzahlen zunehmend voneinander abweichen, wobei diese Abweichungen größer sind als die Messunsicherheit.

Tabelle 4.6: Relative Messunsicherheit in ϕ und ψ (Durchschnitt)

n/n_{nenn}	f_{ϕ}	f_{ψ}
100 %	0,93 %	0,20 %
70 %	1,06 %	0,42 %
40 %	1,66 %	1,34 %
30 %	2,22 %	2,31 %

Dieser Trend ist auch im Verlauf des Wirkungsgrades erkennbar. Abbildung 4.16 zeigt den Wirkungsgradverlauf über das Fördervolumen bei allen gemessenen Drehzahlen. Es ist zu erkennen, dass der Spitzenwirkungsgrad bis zu einer Drehzahlreduktion auf 50 % annähernd linear abfällt und danach deutlich stärker zurückgeht (siehe auch Tabelle 4.7).

Tabelle 4.7: Spitzenwirkungsgrad der Pumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen

n/n_{nenn}	η	e_{η}
100 %	72,74 %	0,34 %
90 %	72,18 %	0,40 %
80 %	71,47 %	0,48 %
70 %	70,72 %	0,61 %
60 %	69,59 %	0,83 %
50 %	68,62 %	1,13 %
40 %	64,77 %	1,69 %
30 %	60,30 %	2,65 %

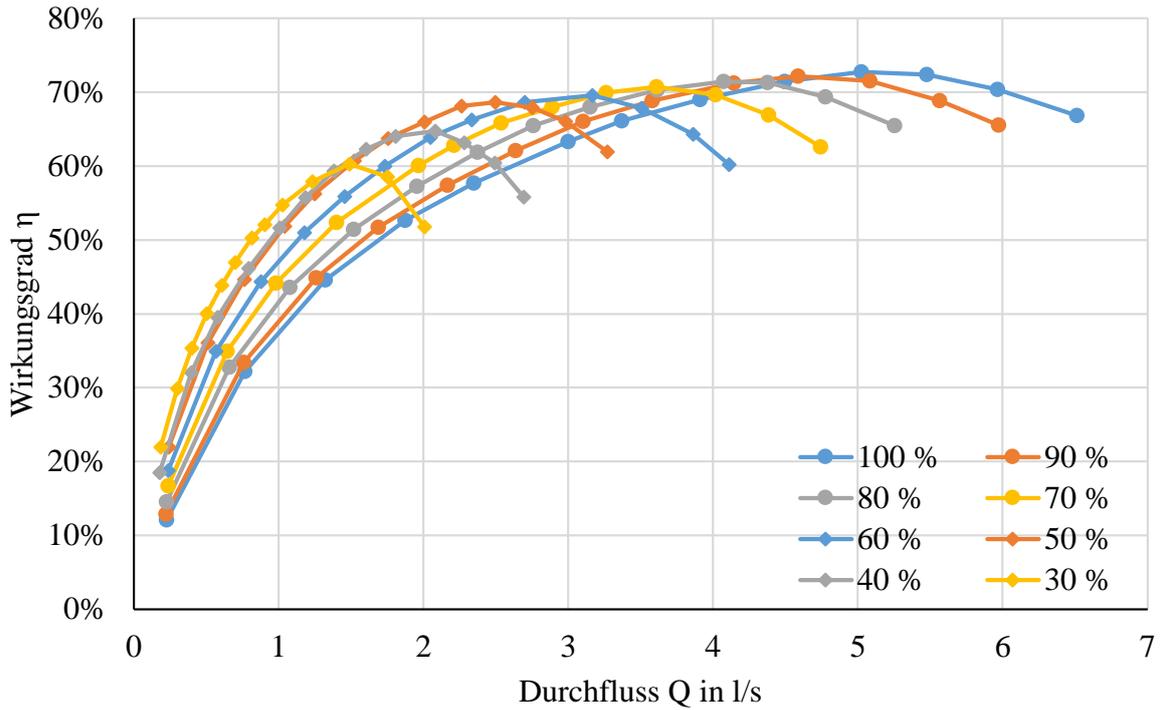


Abbildung 4.16: Q-η-Verlauf aller Messungen mit unterschiedlichen Drehzahlen

Nutzt man zur Darstellung der Messergebnisse den dimensionslosen Parameter ϕ auf der Abszissenachse, so erhält man Abbildung 4.17.

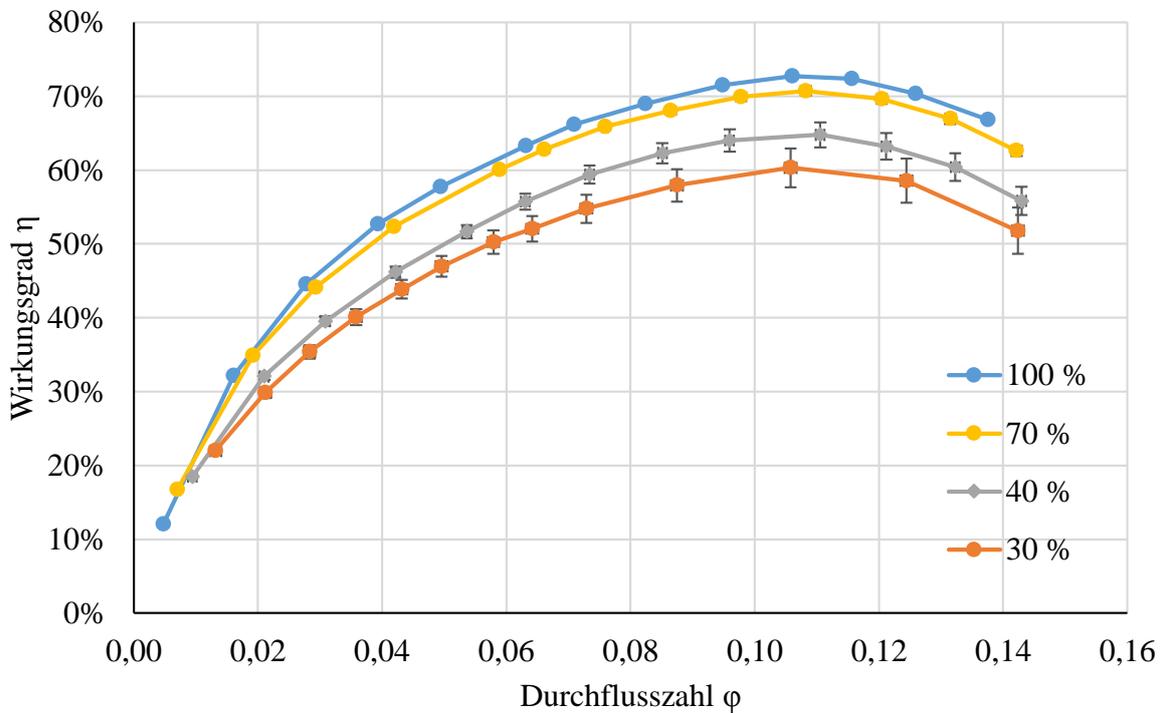


Abbildung 4.17: φ-η-Verlauf bei unterschiedlichen Drehzahlen (mit Messunsicherheit)

Die zunehmende Messunsicherheit bei sinkender Drehzahl ist bei allen erfassten Messgrößen signifikant. Abbildung 4.18 zeigt den Verlauf der Temperatur- und Druckdifferenz über die

Durchflusszahl bei Nenndrehzahl und der minimalen Drehzahl, die im Rahmen der Validierungsversuche genutzt wurde.

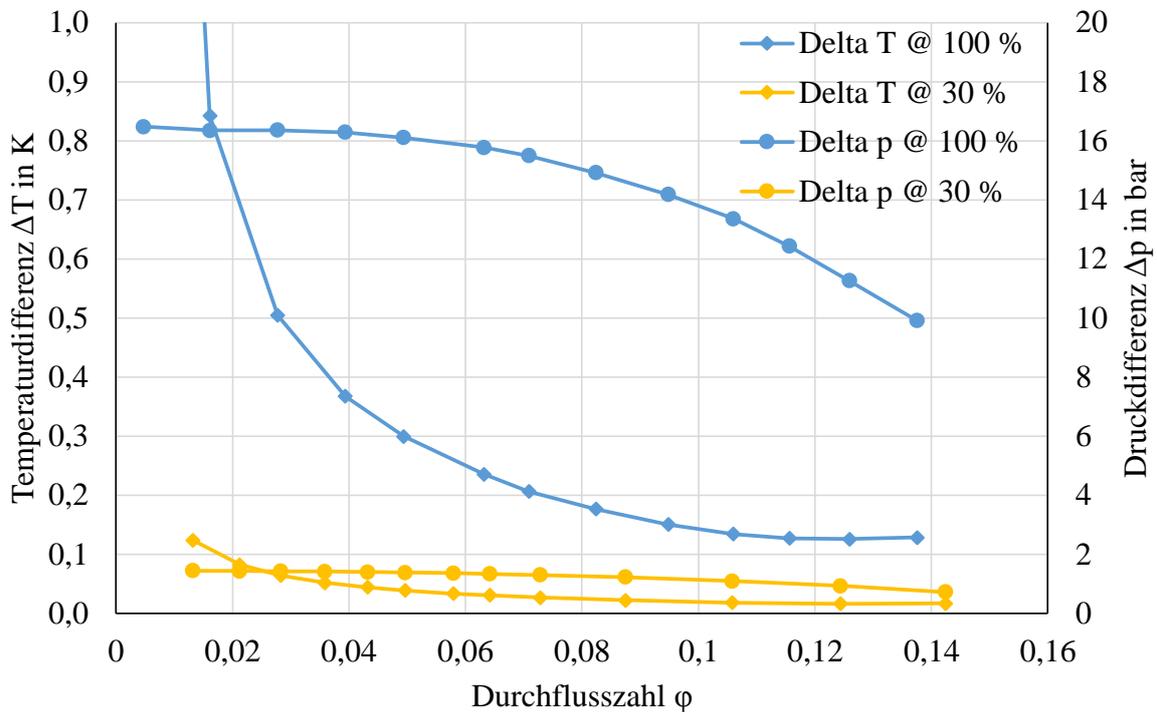


Abbildung 4.18: Temperatur- und Druckdifferenz bei maximaler und minimaler Drehzahl

Die Bedeutung, die der Temperaturmessung zukommt, wird noch deutlicher, wenn der Einfluss beider Messgrößen auf E_m dargestellt wird. In Abbildung 4.19 ist die spezifische mechanische Energie E_m in eine temperaturabhängige Komponente $E_{m,T}$ und eine druckabhängige Komponente $E_{m,p}$ aufgeteilt. Es ist deutlich zu erkennen, dass $E_{m,p}$ und E_h nahezu ident verlaufen. Da die Druckdifferenz zur Bestimmung beider Größen dieselbe ist, wird der Messfehler, der bei der Druckmessung entsteht, weitgehend kompensiert. Wie aus Tabelle 4.8 ersichtlich ist, kann in diesem Fall die absolute Messunsicherheit e_{η}^* um bis zu 0,72 Prozentpunkte geringer angegeben werden.

Tabelle 4.8: Wirkungsgradverlauf bei $n/n_{nenn} = 30 \%$

Q/Q_{max}	η	e_{η}	e_{η}^*	Δe_{η}
20 %	35,37 %	0,91 %	0,70 %	-0,21 %
30 %	43,87 %	1,27 %	0,97 %	-0,30 %
41 %	50,24 %	1,60 %	1,22 %	-0,38 %
51 %	54,78 %	1,91 %	1,47 %	-0,44 %
74 %	60,30 %	2,65 %	2,06 %	-0,59 %
100 %	51,79 %	3,10 %	2,38 %	-0,72 %

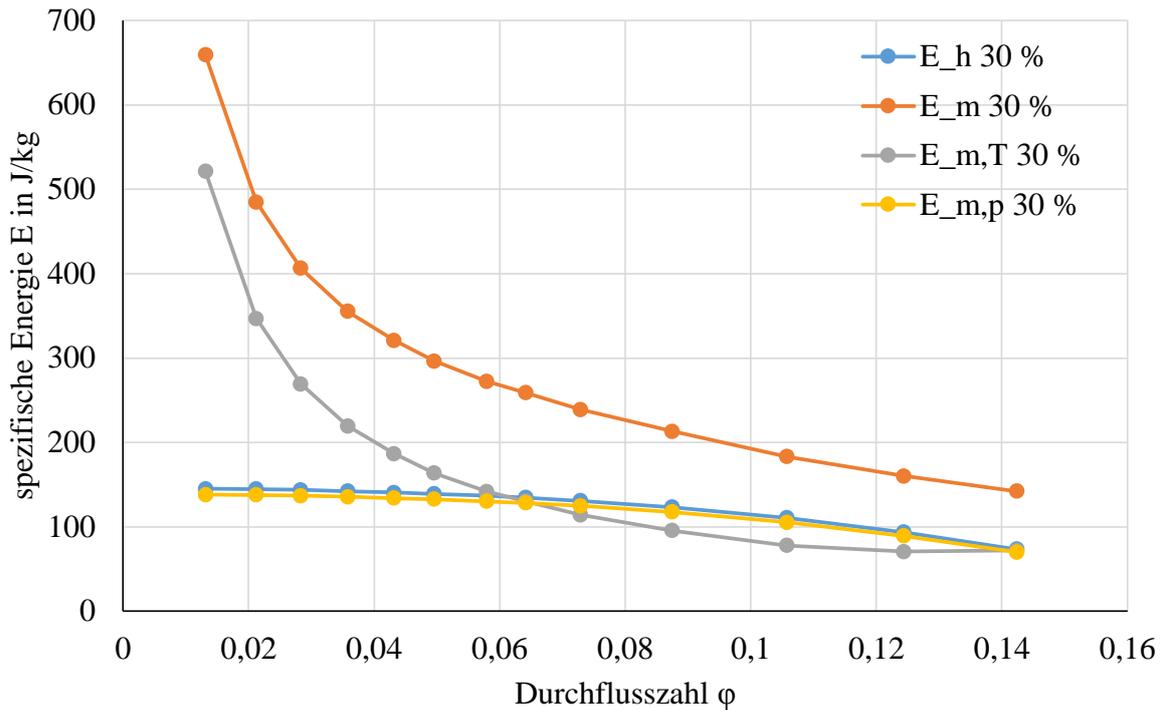


Abbildung 4.19: Verlauf der Komponenten der spezifischen Energie bei $n/n_{nenn} = 30\%$

4.2.3 Auswertung Messzeitvariation

Alle Versuche zur Drehzahlvariation wurden mit einer Messzeit von 120 s pro Messpunkt durchgeführt. Um den Zeitaufwand bei der Durchführung von Messungen gering zu halten aber gleichzeitig die geforderte Präzision der Messung zu gewährleisten, ist es notwendig eine minimale Messzeit festzulegen. Zu diesem Zwecke wurden Messungen mit Messzeiten zwischen 2 s und 300 s bei Nenndrehzahl durchgeführt. Die ermittelten Kennlinien sind nahezu ident, in Abbildung 4.20 ist eine Detailansicht um den BEP dargestellt. Es können beim Vergleich der Ergebnisse keine signifikanten Abweichungen der Kennlinien zueinander festgestellt werden, welche die systematische Messunsicherheit übersteigen.

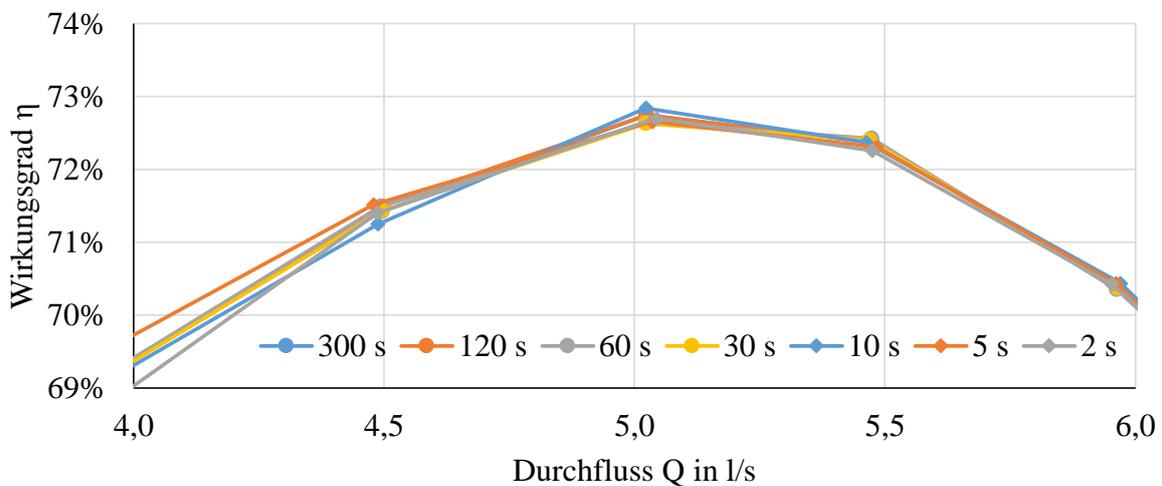


Abbildung 4.20: Q- η -Verlauf für unterschiedliche Messzeiten bei Nenndrehzahl

Betrachtet man den Punkt des besten Wirkungsgrades (best efficiency point, „BEP“) bei unterschiedlichen Messzeiten, so ergibt sich für die relative Messunsicherheit das in Abbildung 4.21 dargestellte Bild.

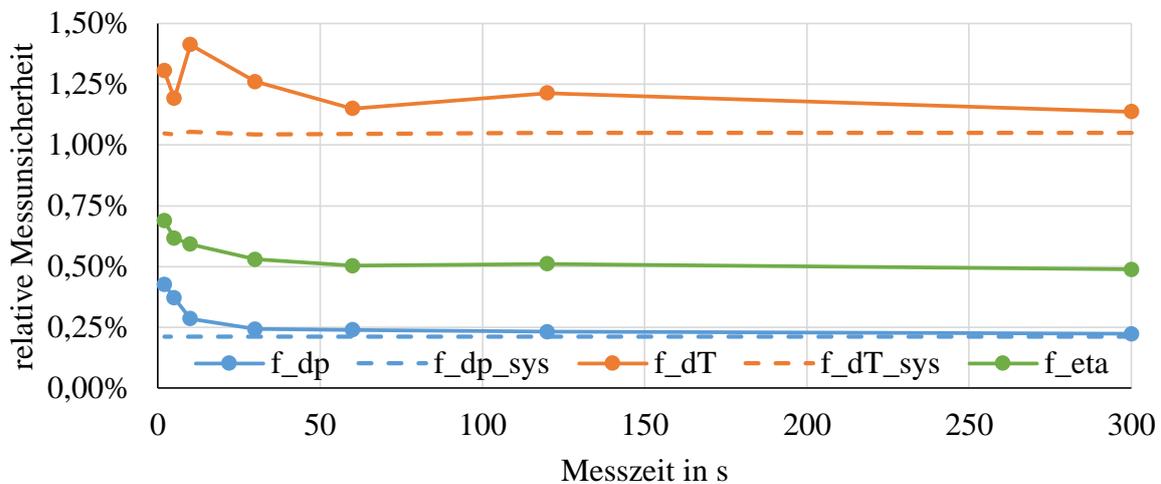


Abbildung 4.21: Messunsicherheit bei unterschiedlichen Messzeit am BEP bei n_{nenn}

Der Einfluss des statistischen Messfehlers nimmt mit steigender Messzeit tendenziell ab, bis ab einer Messzeit von 60 s keine signifikanten Änderungen mehr feststellbar sind. Auffällig ist, dass die statistische Unsicherheit der Temperaturdifferenzmessung keinen eindeutigen Trend aufweist. Um diesen Verlauf näher zu betrachten ist in Abbildung 4.22 der Verlauf der Temperaturen an beiden Messstellen dargestellt. Der Zeitversatz der lokalen Extremwerte beträgt in etwa 3,3 s bei einem Durchfluss von 5 l/s.

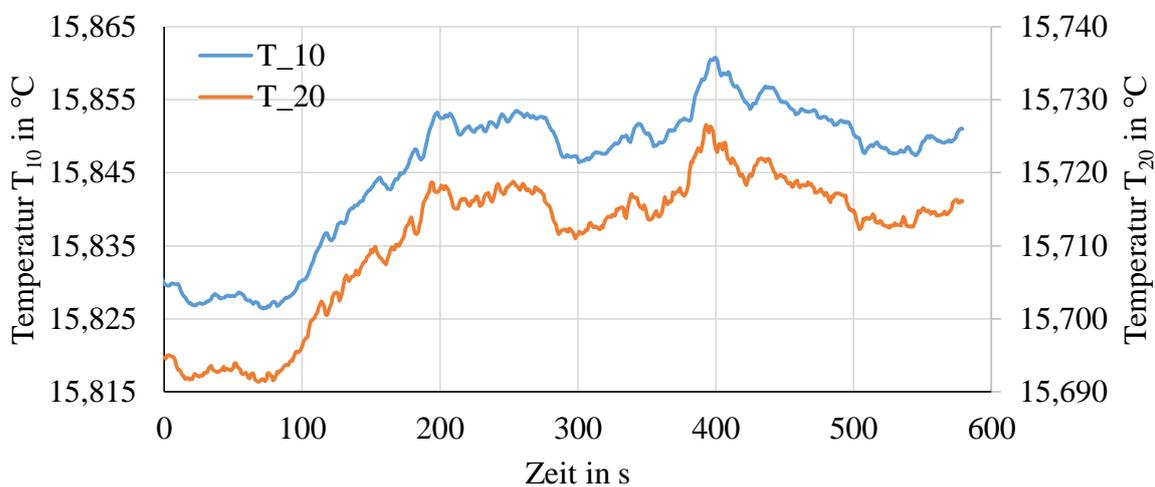


Abbildung 4.22: Temperaturverlauf während der Messungen am BEP

Es ist zu erkennen, dass der Temperaturgradient stark schwankt und dabei auch die zulässige Grenze übersteigt (Sekunde 277 bis 287 sowie 378 bis 390). Diese lokalen Extremwerte können nur durch eine hinreichend große Messdauer kompensiert werden. Der durchschnittliche Temperaturgradient in Abhängigkeit der gewählten Messzeit ist in Tabelle 4.9 dargestellt.

Tabelle 4.9: Temperaturgradient in Abhängigkeit der Messzeit

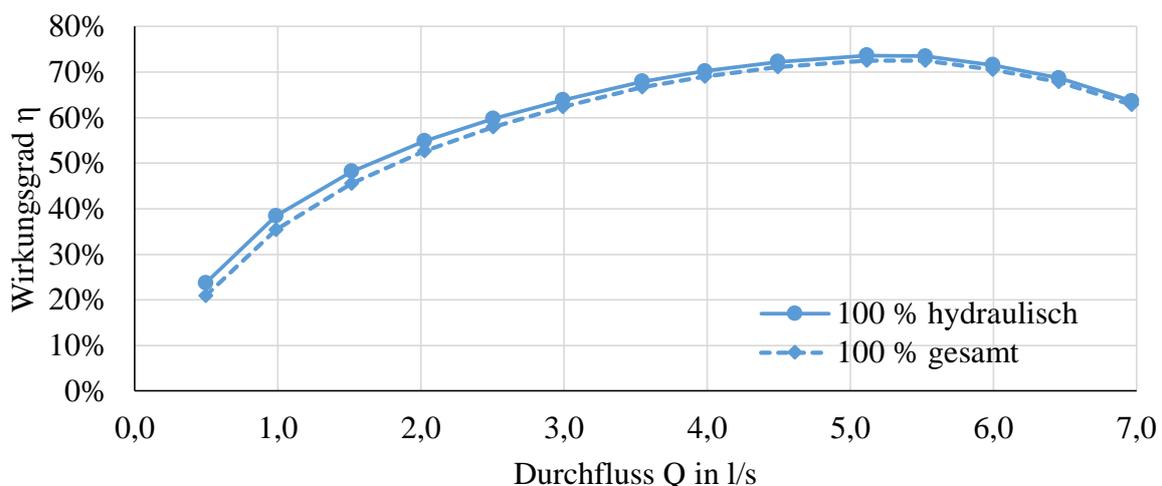
Messzeit in s	$(dT_{20}/dt)_{\max}$ in mK/min	unzulässige Messintervalle
2	16,24	73 %
5	12,17	62 %
10	9,64	51 %
30	7,03	32 %
60	6,11	22 %
120	5,33	14 %
300	1,08	0 %

Bis zu einer Messzeit von 10 s ist die Forderung eines Temperaturgradienten unter 5 mK pro Minute in weniger als der Hälfte der Messintervalle erfüllt, sodass eine Wiederholung der entsprechenden Messung notwendig wäre. Diese Auswertung basiert auf dem saugseitigen Temperaturverlauf über die gesamte Dauer des Messlaufes von knapp 6 Stunden.

4.2.4 Auswertung Vergleichsmessung

Um die Plausibilität der mittels der thermodynamischen Methode ermittelten Wirkungsgrade zu überprüfen wurden parallel Messungen zur konventionellen Bestimmung des Wirkungsgrades der Pumpe erfasst. Diese Messungen wurden bei unterschiedlichen Drehzahlen ausgewertet.

Vorweg muss hierbei festgehalten werden, dass der Wirkungsgrad, der mittels der thermodynamischen Methode erfasst wird, dem hydraulischen Wirkungsgrad entspricht. Der Gesamtwirkungsgrad, der bei der konventionellen Methode durch zusätzliche Messung der Größen Durchfluss, Drehmoment und Drehzahl bestimmt werden kann, beinhaltet auf Grund der Einbaulage der Drehmomentmessung zusätzlich die Verluste, die durch die Axialschublagerung und die Wellendichtung entstehen. So ergibt sich bei Nenndrehzahl ein hydraulischer Spitzenwirkungsgrad von 73,6 % bei einem entsprechenden Gesamtwirkungsgrad von 72,5 %. Der Verlauf ist in Abbildung 4.23 dargestellt.

**Abbildung 4.23: Vergleich der Messergebnisse thermodynamisch/konventionell**

Da sich der Axial Schub aufgrund der veränderten Strömungszustände bei jedem Betriebspunkt ändert, verändert sich auch das Verlustmoment des Lagers, das diesen aufnimmt. Dadurch war

eine analytische Bestimmung der mechanischen Verluste im Rahmen der Validierungsversuche nicht möglich. Tabelle 4.10 zeigt den Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades η_h , des Gesamtwirkungsgrades η_g sowie des mechanischen Wirkungsgrades η_m , der als Quotient von η_g und η_h berechnet wurde.

Tabelle 4.10: Hydraulischer Wirkungsgrad und Gesamtwirkungsgrad am BEP

n/n_{nenn}	η_h	η_g	η_m
100 %	73,6 % \pm 0,4 %	72,5 % \pm 2,6 %	98,5 %
80 %	72,8 % \pm 0,6 %	70,3 % \pm 3,8 %	96,6 %
60 %	71,5 % \pm 0,9 %	66,5 % \pm 6,2 %	93,1 %
40 %	70,0 % \pm 1,9 %	58,0 % \pm 10,9 %	82,8 %

Die hohe Messunsicherheit bei der Bestimmung von η_g ist dem Umstand geschuldet, dass das Drehmoment proportional zum Quadrat der Drehzahl rückläufig ist und keine Möglichkeit zur Anpassung des Messbereiches besteht.

4.2.5 Auswertung Tausch der Temperaturmessaufnehmer

Um den Einfluss der systematischen Messfehler der Messaufnehmer vom Typ Seabird SBE 3S auf die Bestimmung der Temperaturdifferenz zu quantifizieren, wurden die baugleichen Messaufnehmer, von denen jeweils einer an der druck- bzw. saugseitigen Messstelle verbaut wurde, getauscht und eine Messreihe bei 70 % der Nenndrehzahl wiederholt. Abbildung 4.24 zeigt das Ergebnis dieser Messungen im Vergleich zu einer vorhergegangenen Messreihe.

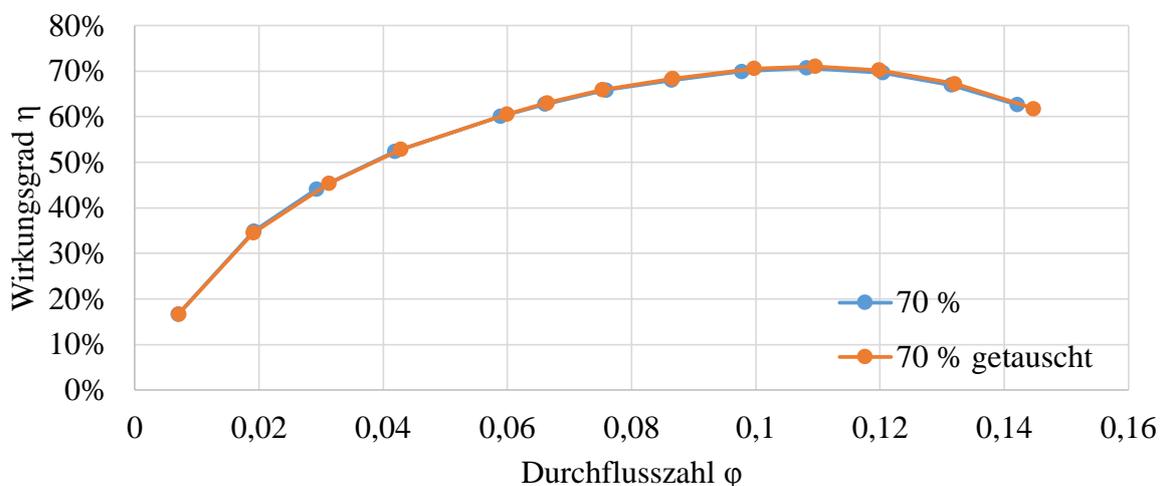


Abbildung 4.24: Messreihen bei $n/n_{\text{nenn}} = 70$ % mit getauschten Messaufnehmern

Da, aufgrund der nur groben Reguliermöglichkeit die am Prüfstand vorhanden ist, keine hinreichend genaue Reproduktion der Betriebspunkte möglich war, konnte kein punktueller Vergleich der Messreihen vorgenommen werden. Es ist jedoch ersichtlich, dass die Verläufe keine erheblichen Unterschiede aufweisen. Auch der BEP liegt bei beiden Messreihen mit 70,7 % \pm 0,6 % bzw. 71,1 % \pm 0,6 % deutlich innerhalb der Messunsicherheit, sodass von keinem zusätzlichen, auf den Messaufnehmer bezogenen, Messfehler ausgegangen werden muss.

4.2.6 Auswertung Entnahmemessung

In Vorbereitung auf eine Nutzung des Messsystems im Rahmen von Messungen an größeren Maschinen, wurde die hochdruckseitige Messstelle als Messstelle mit Wasserentnahme ausgeführt. Aufgrund der sehr geringen Fördermenge der Pumpe gestaltete es sich als schwierig die gleichen Betriebspunkte wie zuvor anzufahren, da die Entnahmemenge in derselben Größenordnung lag.

Abbildung 4.25 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades, der bei zwei unterschiedlichen Entnahmemengen sowie bei direkter Messung ermittelt wurde.

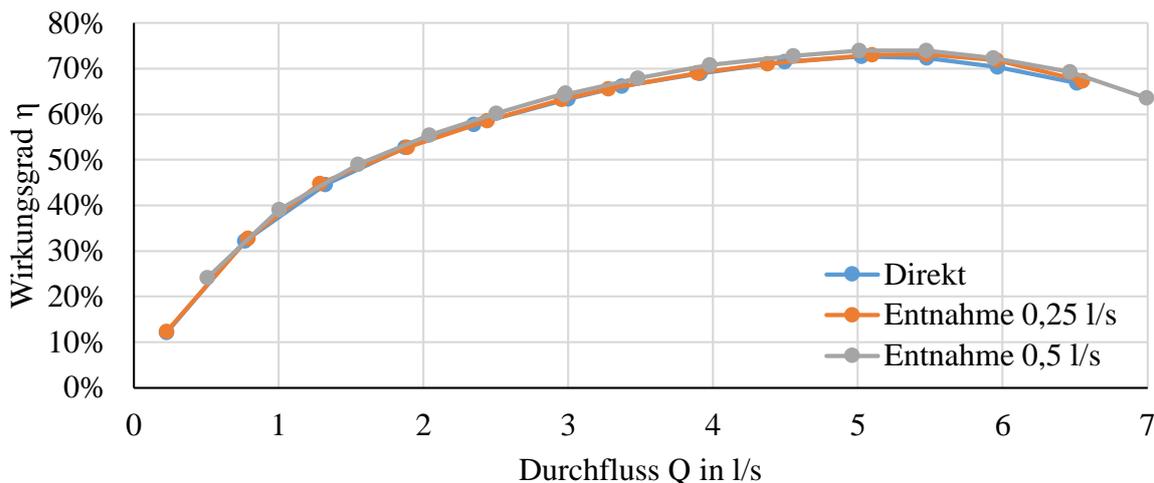


Abbildung 4.25: Q- η -Verlauf bei Nenndrehzahl zum Vergleich der Messmethoden

Während die Messergebnisse der direkten Messung und der Messung bei Entnahme von 0,25 l/s die gleichen Ergebnisse lieferten, lagen die Ergebnisse bei Entnahme von 0,5 l/s signifikant höher. Dies kann daher rühren, dass die Entnahmesonde für derart große Durchflüsse nicht geeignet ist. Die Annahme der adiabaten Drosselung ist unter Umständen nicht mehr zutreffend, da die starke Drosselung zu einem Temperaturanstieg führt, der proportional dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit durch die Entnahmesonde ist. Das an der Sonde vorbeiströmende Wasser kühlt diese jedoch wieder, wodurch ein zu hoher Wirkungsgrad ermittelt wird. Eine Untersuchung der Wärmeeinflüsse auf die Messkammer durch Variation der Entnahmemenge, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, kann auf dem vorhandenen Prüfstand nicht durchgeführt werden. Grund dafür ist das verhältnismäßig kleine Fördervolumen. Eine Änderung der Entnahmemenge führt zu einer Änderung des Durchflusses durch die Pumpe und damit zu einer Verlagerung des Betriebspunktes.

Hinsichtlich der spezifischen Energien im Fluid ist in Abbildung 4.26 ersichtlich, dass sowohl die hydraulische wie auch die mechanische Energie bei beiden Messmethoden de facto denselben Verlauf nehmen. Da es jedoch zwischen Rohrleitung und Messkammer zu einer Drosselung kommt, wird ein Teil der Druckenergie $E_{m,p}$ in Wärme $E_{m,T}$ umgewandelt. Der daraus resultierende Druckverlust bzw. Temperaturanstieg ist in Tabelle 4.11 angeführt.

Tabelle 4.11: Druck-/Temperaturänderung zwischen Rohrleitung und Messstelle

Entnahmemenge	Druckverlust	Temperaturanstieg
0,25 l/s	1,2 bar	27 mK
0,50 l/s	4,0 bar	90 mK

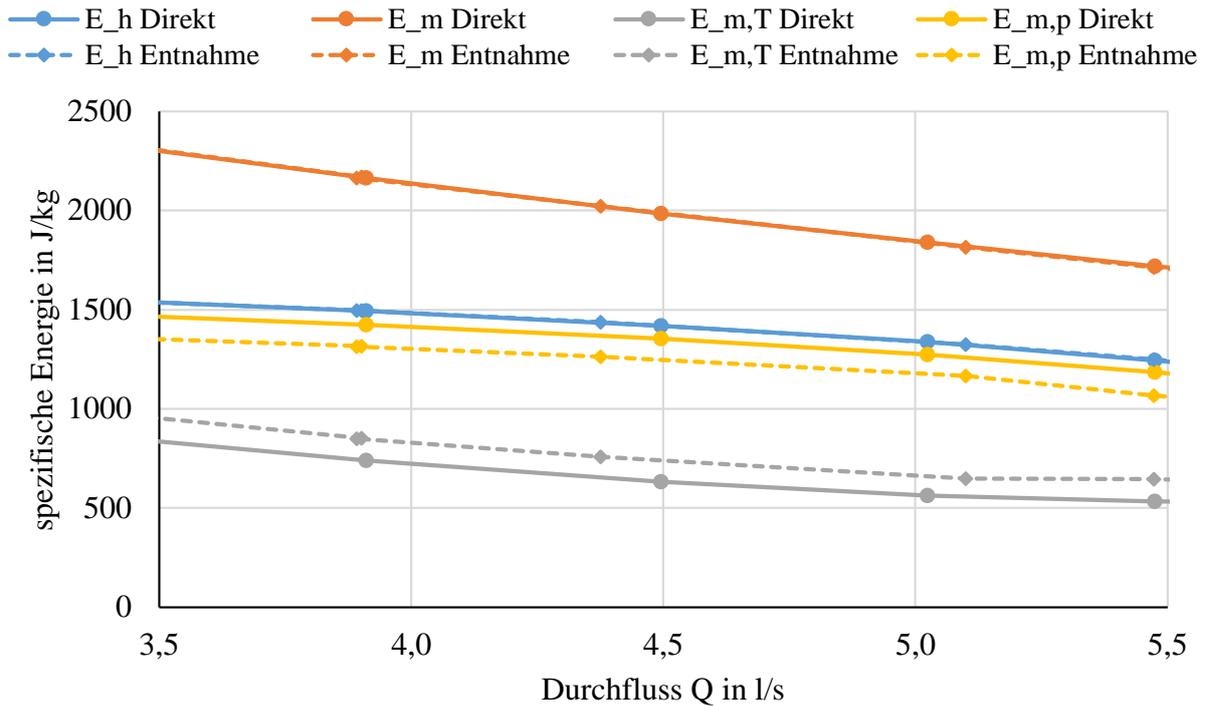


Abbildung 4.26: Vergleich der direkten Messung mit der Entnahmemessung (0,25 l/s)

4.3 Ergebnis der Validierung

Es wurde zur Validierung des entwickelten Systems eine Vielzahl an Versuchen durchgeführt und das Messsystem erwies sich dabei als zuverlässig und stabil. Die Werte, die ermittelt wurden, weisen eine sehr gute Reproduzierbarkeit auf.

Durch die Variation der Pumpendrehzahl konnte gezeigt werden, dass der absolute Messfehler bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades mit fallender Drehzahl ansteigt. Aufgetragen über die Förderhöhe H ergibt sich Abbildung 4.27.

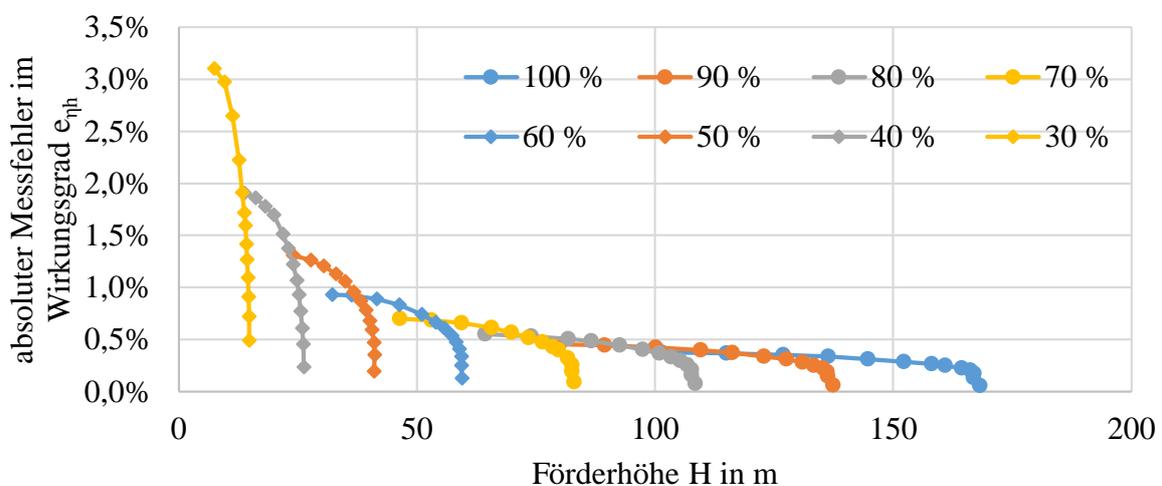


Abbildung 4.27: Messfehler des Wirkungsgrades in Abhängigkeit der Förderhöhe

Je nach geforderter Messgenauigkeit kann die untere Grenze des Anwendungsgebietes des Messsystems gezogen werden. Bei einer Förderhöhe ab 36 m kann eine Messung mit einer Unsicherheit von unter $\pm 1\%$ erfolgen. Limitierend wirken hierbei die Verringerung der Temperaturerhöhung bei gleichem Wirkungsgrad, sowie die Zunahme der Bedeutung der Einflüsse von außen.

Die Messunsicherheit wird außerdem von der gewählten Messdauer je Messpunkt beeinflusst. Wie in Kapitel 4.2.3 dargelegt, sinkt mit steigender Messdauer der Einfluss des zufälligen Fehlers auf das Messergebnis. Bei den durchgeführten Messungen ist jedoch ab einer Dauer von 60 s keine signifikante Verbesserung mehr feststellbar.

Durch den Einsatz des selben Messaufnehmers bei der Bestimmung der Drücke p_{10} , p_{11} , p_{20} und p_{21} , beziehungsweise der entsprechenden Differenzdrücke, kann der Einfluss des systematischen Messfehlers des Messaufnehmers erheblich reduziert werden. Die Messaufnehmer zur Bestimmung der Temperatur konnten nicht weiter evaluiert werden, da kein Messnormal für Temperaturen in ausreichender Genauigkeit zur Verfügung stand. Im Zuge der durchgeführten Kalibrierung konnte jedoch der systematische Fehler in der Temperaturdifferenz auf durchschnittlich 0,71 mK im Bereich von 15 °C bis 20 °C eingeschränkt werden. Die Ergebnisse der Kalibrierung sind in Anhang 0 beigefügt.

Der Vergleich mit dem Referenzmesssystem zeigt deutlich, dass die Ergebnisse der thermodynamischen Wirkungsgradmessung plausibel sind. Der so ermittelte Gesamtwirkungsgrad liegt bei Nenndrehzahl durchschnittlich 1,6 Prozentpunkte unter dem hydraulischen Wirkungsgrad, was einem mechanischen Wirkungsgrad von in etwa 97 % entspricht.

Die Messergebnisse für die durchgeführten Messungen bei Nenndrehzahl sind in Tabelle 4.12 aufgelistet.

Tabelle 4.12: Datenreihe für Durchfluss, Förderhöhe und Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl

Q in l/s	H in m	η_h	η
0,50 \pm 0,02	168,7 \pm 0,3	23,8 % \pm 0,1 %	20,9 % \pm 1,9 %
0,99 \pm 0,02	167,9 \pm 0,3	38,4 % \pm 0,2 %	35,4 % \pm 2,6 %
1,51 \pm 0,02	167,6 \pm 0,3	48,2 % \pm 0,2 %	45,5 % \pm 2,8 %
2,02 \pm 0,02	166,1 \pm 0,3	54,8 % \pm 0,2 %	52,7 % \pm 2,8 %
2,50 \pm 0,02	164,0 \pm 0,3	59,8 % \pm 0,3 %	57,9 % \pm 2,8 %
2,99 \pm 0,02	161,2 \pm 0,3	63,9 % \pm 0,3 %	62,4 % \pm 2,8 %
3,55 \pm 0,02	156,6 \pm 0,3	68,0 % \pm 0,3 %	66,7 % \pm 2,7 %
3,98 \pm 0,02	151,7 \pm 0,3	70,2 % \pm 0,3 %	68,9 % \pm 2,7 %
4,49 \pm 0,02	145,1 \pm 0,3	72,2 % \pm 0,4 %	71,1 % \pm 2,6 %
5,12 \pm 0,02	135,2 \pm 0,3	73,6 % \pm 0,4 %	72,5 % \pm 2,6 %
5,52 \pm 0,02	127,0 \pm 0,3	73,5 % \pm 0,4 %	72,5 % \pm 2,6 %
6,00 \pm 0,02	115,3 \pm 0,3	71,6 % \pm 0,4 %	70,5 % \pm 2,4 %
6,46 \pm 0,02	103,9 \pm 0,3	68,7 % \pm 0,4 %	67,8 % \pm 2,3 %
6,96 \pm 0,02	90,5 \pm 0,3	63,7 % \pm 0,4 %	62,9 % \pm 2,1 %

Die angegebene Messunsicherheit wurde gemäß der IEC 60041 berechnet und umfasst die gesamte Messkette. Nicht berücksichtigt wurden Korrekturfaktoren, die eine unzureichende Erfassung der Temperaturverteilung betreffen. Aufgrund der kleinen Rohrdurchmesser und der langen Beruhigungsstrecken kann von einer ausgeglichenen Temperatur über den gesamten Strömungsquerschnitt ausgegangen werden.

Abbildung 4.28 zeigt die bei Nenndrehzahl ermittelte Kennlinie der Pumpe als Verlauf der Förderhöhe in Abhängigkeit des Durchflusses. Der dazugehörige Verlauf des hydraulischen Wirkungsgrades ist in Abbildung 4.29 dargestellt.

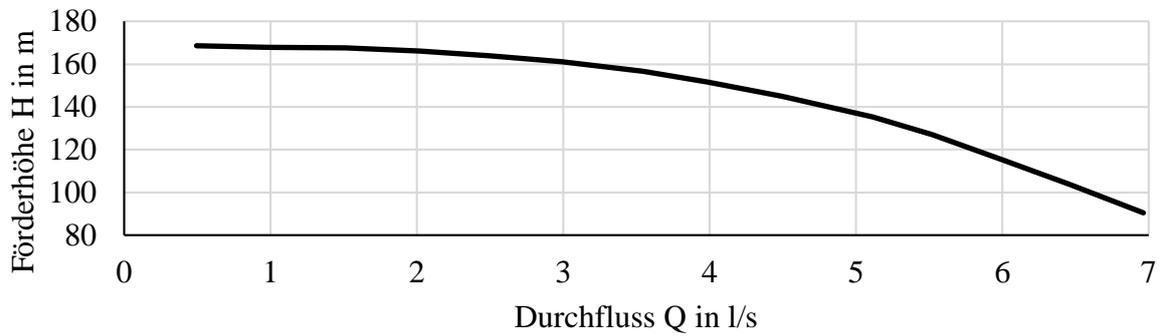


Abbildung 4.28: Q-H-Kennlinie der Pumpe CRI 15-12

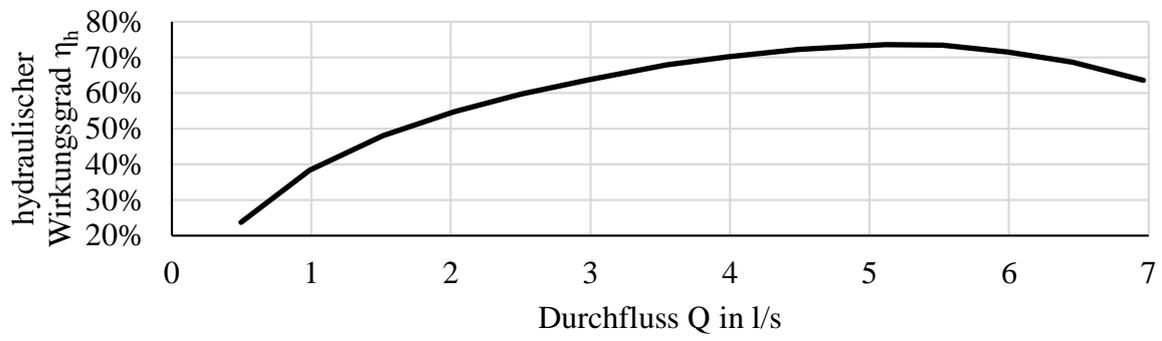


Abbildung 4.29: Q- η -Kennlinie der Pumpe CRI 15-12

5 Feldmessung

Das entwickelte Messsystem zur Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades nach der thermodynamischen Methode konnte, im Zuge der Validierungsversuche im Labor, genauen Untersuchungen hinsichtlich Funktionssicherheit und Messgenauigkeit unterzogen werden.

In einem nächsten Schritt sind Messungen an Großanlagen durchzuführen, um die Einsatzmöglichkeiten weiter auszutesten und die Effekte einer nicht idealen Umgebung auf die Messunsicherheit zu studieren.

Zu diesen Einflüssen zählen:

- gestörte Zuströmung auf Grund von Absperrorganen (Drosselklappe, Kugelschieber)
- beschränkte Zugänglichkeit der Messebenen
- betriebspunktabhängiger Wasserspiegel (Unterwasser Pelton)
- asymmetrische Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung nach der Maschine
- Witterungseinflüsse auf frei verlegten Druckabstiegen

Den wohl größten Einfluss auf die Messunsicherheit stellt hier die asymmetrische Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung hinter der Maschine dar.

5.1 Energieverteilung im Unterwasser von Turbinen

Nach IEC 60041 sind zur Messung der Temperaturverteilung im Unterwasser von Turbinen an zumindest sechs Stellen Temperaturmessungen durchzuführen. Eine Messung der Strömungsgeschwindigkeit wird nicht beschrieben. Abbildung 5.1 zeigt die Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Unterwasser einer 26 MW Pelton-turbine an je 12 Messstellen. Die Temperatur ist relativ zum Mittelwert dargestellt.

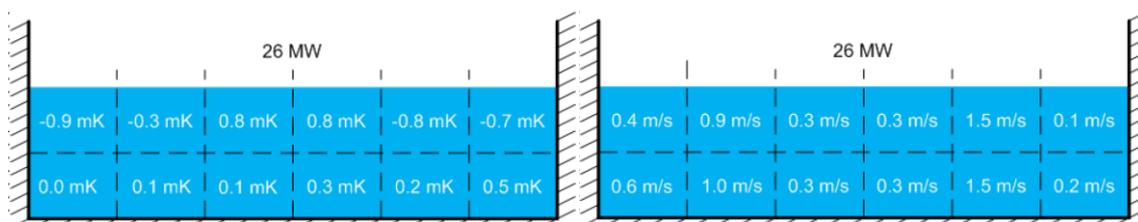


Abbildung 5.1: Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung bei einer Pelton-turbine [24]

Die auftretende Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung ist beträchtlich, der größte Temperaturunterschied zwischen zwei Messstellen beträgt 1,7 mK. Die Geschwindigkeitsverteilung weist eine Schwankungsbreite von 0,1 m/s bis 1,5 m/s auf.

Abbildung 5.2 zeigt die, über 20 Messstellen erfasste, Verteilung der spezifischen Energie und der Geschwindigkeit über den Saugrohrquerschnitt einer 26 MW Francisturbine. An dem dargestellten Betriebspunkt stellte sich im markierten Bereich eine Rezirkulation ein, infolge deren es zu einer Abweichung der spezifischen mechanischen Energie von rund 10 % des Durchschnit-tes kam.

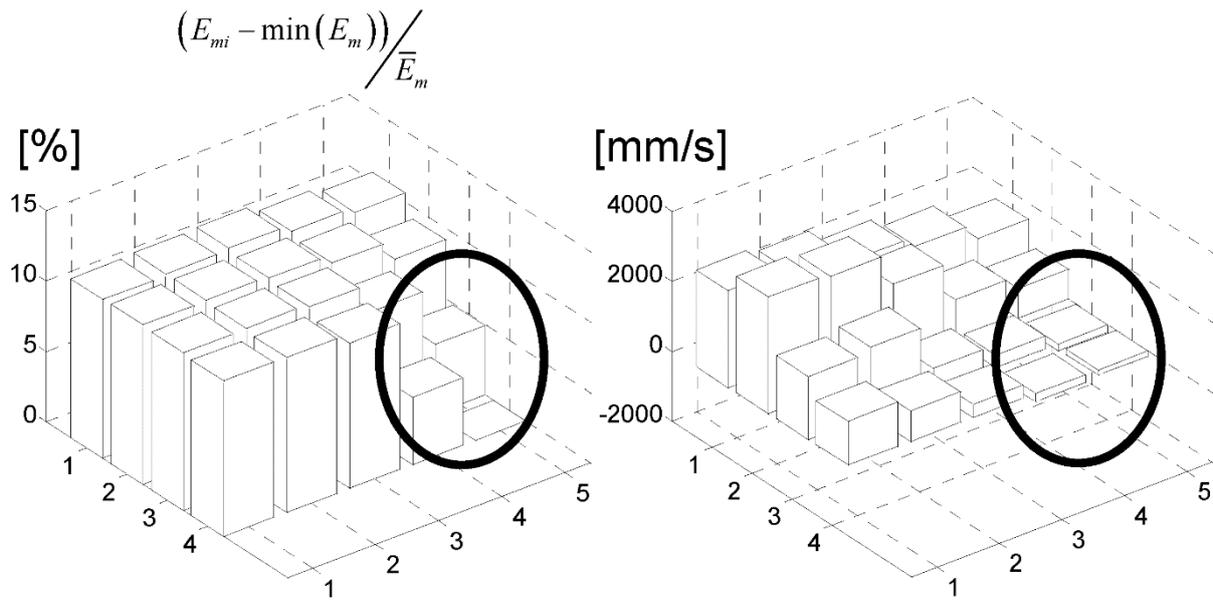


Abbildung 5.2: Energie- und Geschwindigkeitsverteilung bei einer Francisturbine [6]

Wird nur die Temperatur, nicht aber die Strömungsgeschwindigkeit erfasst, so kann es zu gravierenden Fehlern bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades kommen. Wenn keine Möglichkeit zur Erfassung der Geschwindigkeitsverteilung besteht, muss auf die in der IEC 60041 beschriebenen Sammler zurückgegriffen werden. Hierbei kommt es an jeder Öffnung des Sammlers zu einem der Strömungsgeschwindigkeit proportionalen Durchfluss, wodurch sich im Sammler eine Durchschnittstemperatur einstellt.

5.2 Kraftwerk Bodendorf-Paal

Zur Durchführung erster Feldmessungen wurde die Mitteldruckstufe des Kraftwerks Bodendorf-Paal (Bezirk Murau, Steiermark) gewählt. Die vertikale Francis-Spiralturbine mit einer Nennleistung von 27 MW, einem Nenndurchfluss von 10 m²/s und einer Ausbaufallhöhe von 305 m wird durch einen Tagesspeicher mit einem Nutzinhalt von 220.000 m³ versorgt [25].

Zu den Faktoren, die zur Auswahl dieser Anlage führten, zählen:

- ausreichende Fallhöhe um eine IEC-konforme Messung durchzuführen
- vorhandene Anschlüsse zur Druckmessung (Abbildung 5.6)
- Möglichkeit zum Einbau einer Entnahmesonde (Abbildung 5.6)
- Zugänglichkeit des Saugrohres
- vollständig eingerdeter Druckabstieg
- keine Entnahme oder Zuführung von Teilströmen zwischen den Messebenen
- Vorhandensein einer Winter-Kennedy Messung zur Durchflussbestimmung
- Generatorleistung als 4 mA bis 20 mA Analogsignal verfügbar

Abbildung 5.3 zeigt einen Schnitt durch die Mitteldruckanlage des Kraftwerks Bodendorf-Paal. Der Zugang zur Messstelle im Saugrohr erfolgt über einen vertikalen Schacht (1 m x 1 m), durch den eine Vorrichtung zur Temperaturmessung abgelassen werden kann. Anschlüsse zur Druckmessung am Übergang des Saugrohres in die Rückleitung (5) sind in den Maschinenraum (3) verlegt. Abbildung 5.4 zeigt den vollständigen Schnitt durch das Krafthaus.

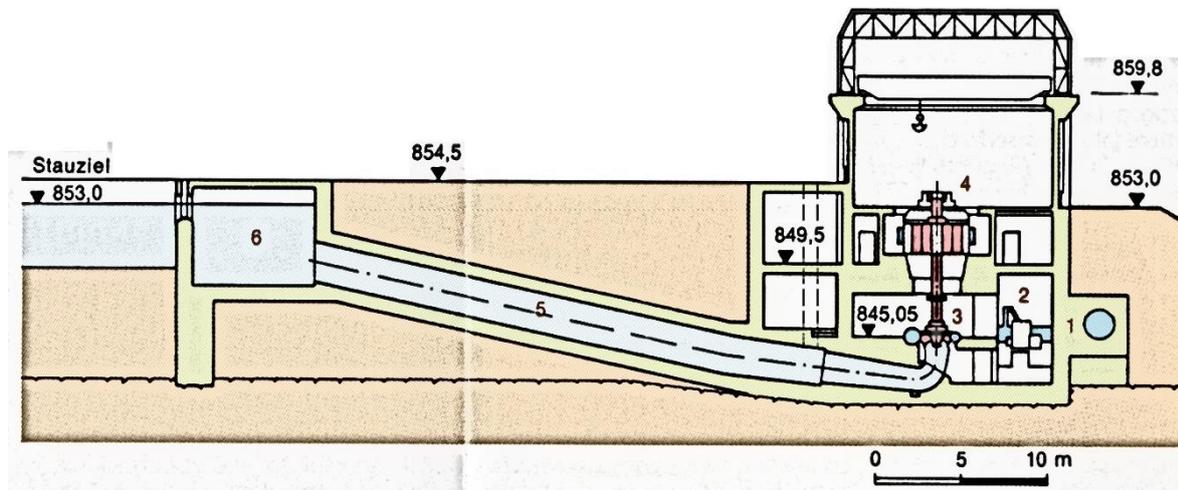


Abbildung 5.3: Schnitt Mitteldruckanlage KW Bodendorf-Paal [25]

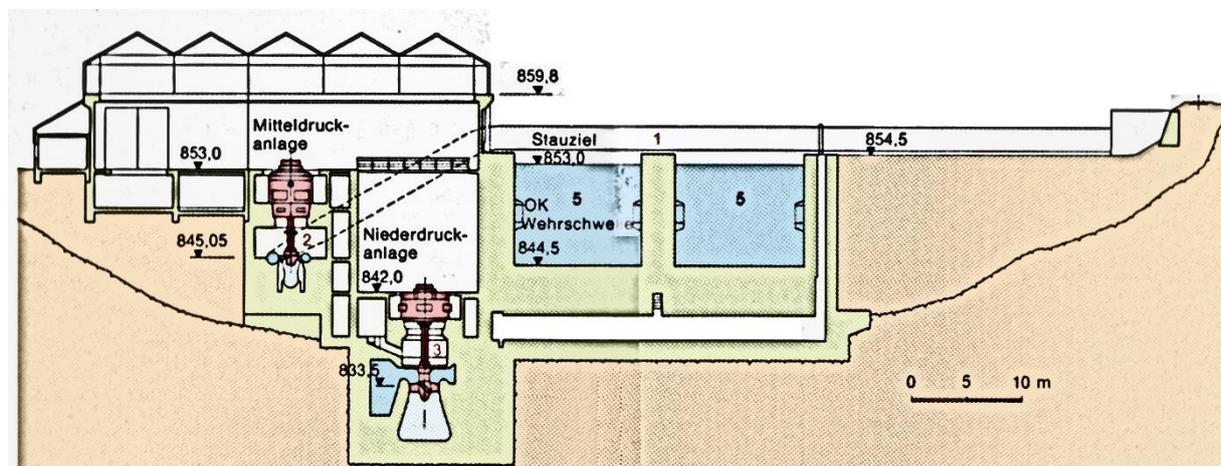


Abbildung 5.4: Krafthauschnitt KW Bodendorf-Paal [25]

Im Zuge einer Begehung des Kraftwerkes konnten die örtlichen Gegebenheiten in Augenschein genommen werden. Abbildung 5.5 zeigt die Turbine, wobei die Leitung der Deckelentlastung gelb markiert ist. Das zur Entlastung entnommene Wasser wird direkt hinter der Turbine wieder in das Saugrohr rückgeführt, sodass es beide vorgesehenen Messebenen passiert. Eine Messung des Zustands und der Menge des Entlastungswassers ist daher nicht notwendig. Die Anschlüsse zur Messung des Drucks vor der Turbine sowie der Anschluss zur Einbringung der Entnahmesonde sind in Abbildung 5.6 dargestellt. Die Druckmessanschlüsse (grün markiert) sind in vierfacher Ausführung am Umfang des Rohres verteilt. Ein Gewindestutzen, der zum Einsetzen der Entnahmesonde genutzt werden kann, befindet sich an der Rohroberseite (rot markiert).



Abbildung 5.5: Turbine des KW Bodendorf-Paal



Abbildung 5.6: Druckseitige Anschlüsse an der Mitteldruckstufe des KW Bodendorf-Paal

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurde ein Messsystem entwickelt, das eine Ermittlung des Wirkungsgrades nach der thermodynamischen Methode ermöglicht. Dadurch kann die im Allgemeinen sehr schwierige Bestimmung des Durchflusses durch die Maschine umgangen werden.

Bei der Entwicklung des Messsystems wurde besonderer Wert auf die genaue Analyse der Einflussfaktoren auf die Messunsicherheit der gesamten Messkette gelegt. Durch die Nutzung von benutzerprogrammierbaren Logikgattern („Field Programmable Gate Array“, FPGA) und der damit möglichen absoluten Synchronität von Programmabläufen, konnte bei der Temperaturdifferenzmessung ein Maximum an Genauigkeit erreicht werden, welche nur durch den Messaufnehmer begrenzt ist.

Anhand einer ausgedehnten Messkampagne an einer Hochdruckpumpe konnte das Messsystem im Labor getestet werden. Dabei wurde der Wirkungsgrad zusätzlich konventionell durch die Erfassung der mechanischen Antriebsleistung sowie der Fördermenge der Pumpe ermittelt und mit den Ergebnissen der thermodynamischen Messung verglichen. Bei einer durchgeführten Drehzahlvariation konnte die statische Förderhöhe der Pumpe zwischen 169 m und 15 m variiert werden. Jedoch konnten in den unteren Drehzahlbereichen keine aussagekräftigen Vergleichsmessungen mehr erlangt werden, da der systematische Fehler bei der Bestimmung des Drehmoments zu groß wurde.

Die Messungen am Prüfstand bestätigen, dass das eingesetzte Messsystem geeignet ist den Wirkungsgrad nach der thermodynamischen Methode zu bestimmen. Diese Eignung ist jedenfalls bis zu der, durch die IEC 60041 vorgegebenen, unteren Grenze der Fall- bzw. Förderhöhe von 100 m gegeben. Es liegt die Vermutung nahe, dass sich diese Grenze in den Bereich von 40 m verschieben lässt. Um dies festzustellen sind jedoch weitere Untersuchungen mit einem angepassten Vergleichsmesssystem unerlässlich.

Der Einsatz des Systems in der Feldmessung steht unmittelbar bevor. Durch die erfolgte Validierung des Systems lässt sich hierbei das Hauptaugenmerk auf die Erfassung des Temperaturprofils legen. Eine Erweiterung des Messsystems um zusätzliche Messgrößen ist bereits vorgesehen. Besonders bei offenen Kanälen stellen der variable Wasserpegel sowie die eventuell stark gestörte Ausprägung der Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung hohe Ansprüche an den Messaufbau.

Darüber hinaus bietet das System, durch die Einheit aus FPGA und Echtzeitbetriebssystem, die Möglichkeit, autark zu arbeiten. Damit wäre es denkbar, das System nach dem Einbau in der Anlage zu belassen und Messpunkte zu einem beliebigen Zeitpunkt per Fernzugriff aufzuzeichnen. Dadurch könnte der Eingriff auf den regulären Betriebsplan und die damit verbundenen wirtschaftlichen Einbußen auf ein Minimum beschränkt werden.

7 Literaturverzeichnis

- [1] P. Biermayr, „Erneuerbare Energie in Zahlen,“ BMLFUW, Wien, 2011.
- [2] G. Wöber, „Modernization and Upgrading of Hydropower plants,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.advantageaustria.org/>. [Zugriff am 9 Februar 2014].
- [3] Pöyry Energy GmbH, „Wasserkraftpotentialstudie Österreich,“ VEÖ, Wien, 2008.
- [4] Illwerke VKW, „Illwerke VKW,“ [Online]. Available: <http://www.illwerke.at/>. [Zugriff am 21 Januar 2014].
- [5] VERBUND AG, „VERBUND AG,“ [Online]. Available: <http://www.verbund.com/>. [Zugriff am 21 Januar 2014].
- [6] J. Ramdal, „Efficiency measurements in low head hydro power plants,“ NTNU, Technisch-Naturwissenschaftliche Universität Norwegen, Trondheim, 2011.
- [7] International Electrotechnical Commission, *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*, Genf, 1991.
- [8] IAPWS, “Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam,“ in *The International Association for the Properties of Water and Steam*, Luzern, 2007.
- [9] IAPWS, „Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use,“ in *The International Association for the Properties of Water and Steam*, Doorwerth, 2009.
- [10] G. Urquiza, M. Basurto, L. Castro, A. Adamkowski und W. Janicki, „Flow Measurement Methods Applied to Hydro Power Plants,“ in *Flow Measurement*, Rijeka, InTech, 2012.
- [11] A. Abgottsporn, M. Briggeler und T. Staubli, „Corrective Terms of Thermodynamic Efficiency Measurements,“ in *IGHM 2010*, Roorkee, 2010.
- [12] Sea-Bird Electronics, Inc., „Datenblatt SBE 3S,“ 2007.
- [13] F. Bernhard, Hrsg., *Technische Temperaturmessung*, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2004.
- [14] Emerson Process Management AG, „Datenblatt Rosemount 3051 Druckmessumformer,“ 2012.

-
- [15] National Instruments, „Operating Instructions and Specifications CompactRIO cRIO-9072/3/4,“ 2010.
- [16] National Instruments, „CompactRIO Developers Guide,“ 2012.
- [17] Xilinx, „Datenblatt Spartan 3 FPGA,“ 2013.
- [18] National Instruments, „Operation Instructions and Specifications NI 9203,“ 2008.
- [19] National Instruments, „Operating Instructions and Specifications NI 9401,“ 2012.
- [20] Grundfos, [Online]. Available: <http://net.grundfos.com/Apl/WebCAPS/>. [Zugriff am 15 März 2014].
- [21] G. Jirka, Einführung in die Hydromechanik, Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2007.
- [22] Bailey-Fischer & Porter GmbH, „Datenblatt COPA-XM/MAG-XM Durchflussmessgerät,“ 1998.
- [23] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, „Datenblatt T22 Drehmoment-Messwelle,“ 2013.
- [24] A. Høydal, „Virkningsgradmåling av en høytrykks Francis turbin,“ NTNU, Technisch-Naturwissenschaftliche Universität Norwegen, Trondheim, 2011.
- [25] STEWEAG, *Informationsbroschüre Kraftwerk Bodendorf*.

8 Anhang

A1 Kalibrierung der SBE 3S Messaufnehmer

An den für die Messungen genutzten Temperaturmessaufnehmern vom Typ SBE 3S wurde, im Zuge der Messvorbereitungen, eine Kalibrierung durchgeführt. Ziel war es, eine alterungsbedingten Drift der Messaufnehmer zu identifizieren und gegebenenfalls zu korrigieren.

Da kein Temperaturnormal zur Verfügung stand, wurden zunächst, im Rahmen einer Vorkalibrierung, alle drei vorhandenen Messaufnehmer im Vorratsbehälter des Validierungsprüfstandes untergetaucht. Abbildung 8.1 zeigt den Verlauf der angezeigten Temperaturen.

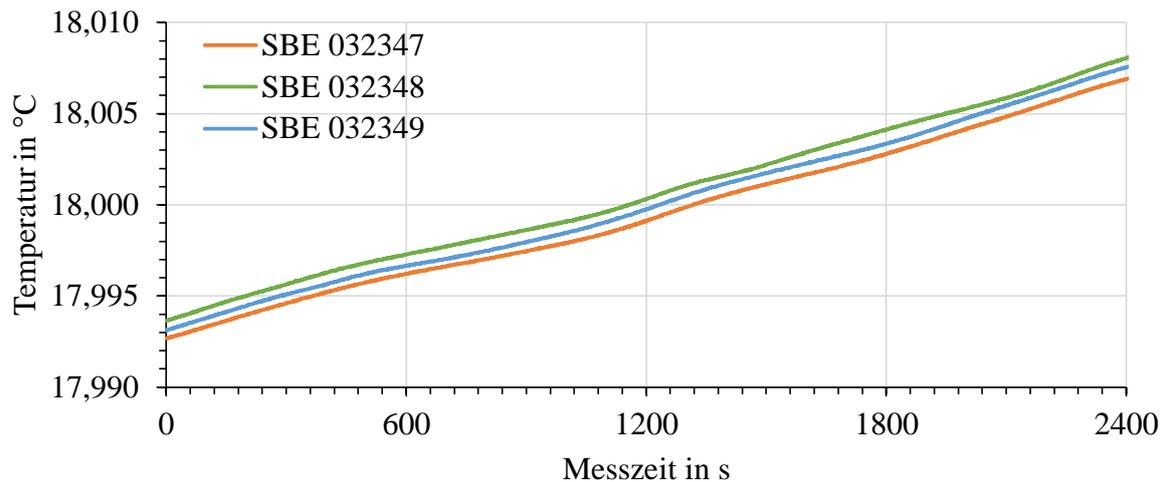


Abbildung 8.1: Angezeigter Temperaturverlauf bei Vorkalibrierung

Ausgehend von der Annahme, dass der lokale Temperaturgradient im Wassertank hinreichend gering ist, wurde der Offset der Messaufnehmer ermittelt. Dafür wurde die von SBE 032347 angezeigte Temperatur als Referenz herangezogen, die Werte des Offsets sind in Tabelle 8.1 angeführt.

Tabelle 8.1: Temperaturoffset der Messaufnehmer relativ zu SBE 032347

Seriennummer des Messaufnehmers	Temperaturoffset in K
032347	+ 0,000000
032348	+ 0,001387
032349	+ 0,000714

Im Zuge der Kalibrierung wurde die Gültigkeit des ermittelten Offsets über den gesamten zu erwartenden Temperaturbereich von 15 °C bis 20 °C überprüft. Der Messaufbau hierzu ist in Abbildung 8.2 dargestellt.

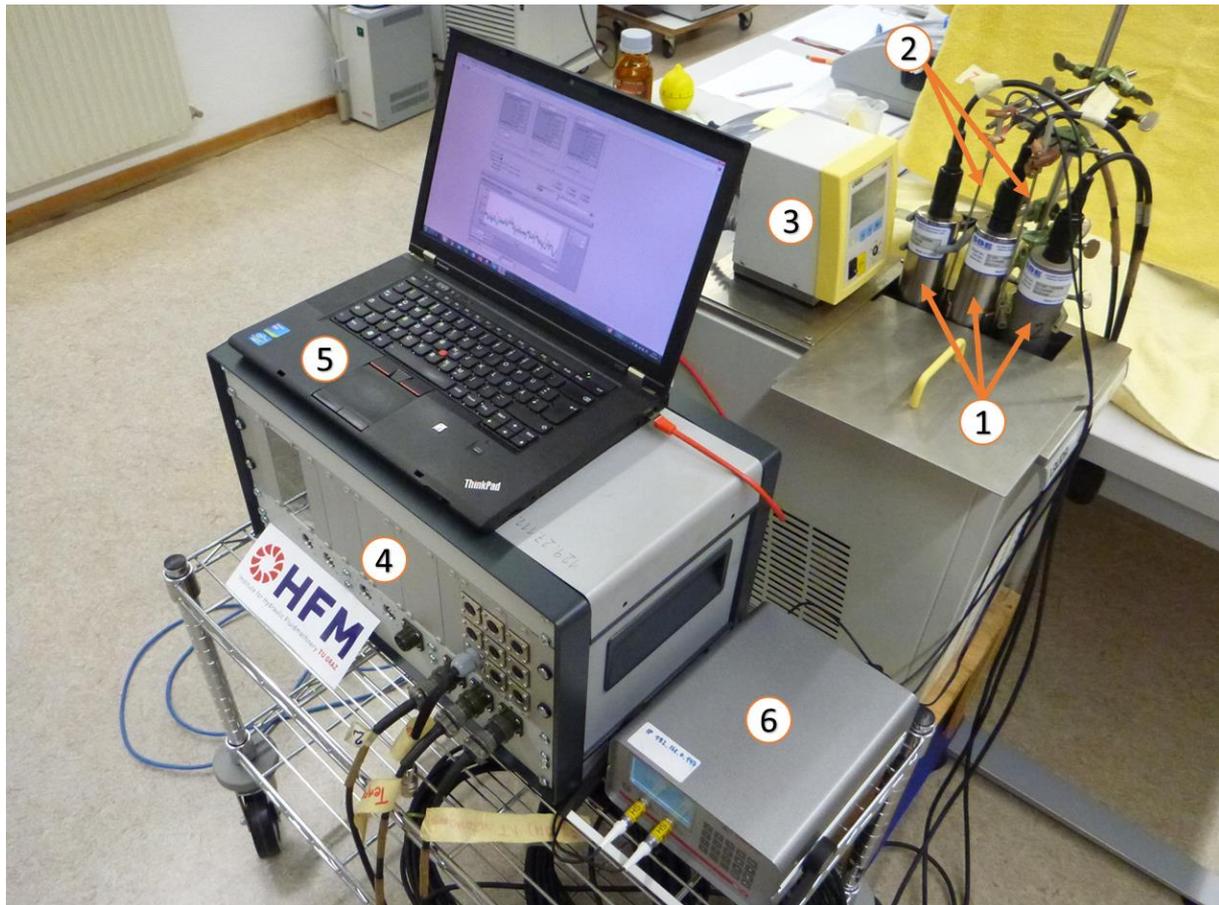


Abbildung 8.2: Messaufbau zur Kalibrierung der Temperaturmessaufnehmer

Die Messaufnehmer (1) wurden in einem thermostatisierten Wasserbad (3) eingetaucht. Der verwendete Thermostat vom Typ Lauda E200 weist eine Temperaturkonstanz von $\pm 0,01$ K auf. Zusätzlich wurde ein Temperaturmessgerät vom Typ MKT 50 (6) mit zwei kalibrierten Thermometern vom Typ Pt-100 (2), die ebenfalls in das Wasserbad eingebracht wurden, zur Überprüfung der absoluten Genauigkeit genutzt. Die Messaufnehmer wurden direkt mit dem cRIO-Messsystem (4) verbunden, sodass die gesamte Messkette kalibriert werden konnte. Zur Auswertung der Daten diente ein Laptop als Host (5).

Das Ergebnis der Kalibrierung ist in Tabelle 8.2 aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass die absolute Temperaturabweichung maximal 2,3 mK beträgt. Dieser Fehler liegt im Bereich des zu erwartenden systematischen Messfehlers von 2,5 mK.

Tabelle 8.2: Ergebnis der Kalibrierung

MKT50	SBE 032347		SBE 032348		SBE 032349	
T [°C]	T [°C]	e_T [°C]	T [°C]	e_T [°C]	T [°C]	e_T [°C]
15,0350	15,0362	0,0001	15,0373	0,0002	15,0365	0,0001
17,5310	17,5288	0,0001	17,5295	0,0001	17,5296	0,0001
20,0350	20,0333	0,0001	20,0342	0,0001	20,0342	0,0001

In Tabelle 8.3 ist der relative Temperaturfehler zwischen den im Rahmen der Validierungsmessungen eingesetzten Messaufnehmern gesondert ausgewertet.

Tabelle 8.3: Angezeigte Temperaturdifferenz zwischen SBE 032347 und SBE 032349

Temperatur	ΔT [mK]	$e_{\Delta T}$ [mK]
15,0	0,170	0,121
17,5	0,820	0,057
20,0	0,915	0,063
Mittelwert	0,635	0,080

Der relative Messfehler liegt im gesamten Bereich der Kalibrierung unter 1 mK. Im Rahmen der Validierungsmessungen wurde zum Ausgleich des verbleibenden Fehlers der Temperaturoffset gemäß Tabelle 8.1 genutzt.

A2 Koeffizienten der Stoffwertgleichungen

Formulierung durch Herbst-Rögener

Koeffizientenmatrizen u_j und R_{ij} sowie die Referenztemperatur Θ_1 für unterschiedliche Temperaturbereiche:

für $273,15 \text{ K} \leq \Theta < 293,15 \text{ K}$

$$\Theta_1 = 273,15 \text{ K}$$

$$u_j = \begin{bmatrix} -0,2010822004 \cdot 10^2 \\ 0,258653235 \cdot 10^{-2} \\ -0,790990922 \cdot 10^{-2} \\ 0,115032787 \cdot 10^{-4} \\ -0,1035522272 \cdot 10^{-7} \end{bmatrix}$$

$$R_{ij} = \begin{bmatrix} 0,4466741557 \cdot 10^{-4} & -0,5594500697 \cdot 10^{-4} & 0,3402591955 \cdot 10^{-5} & -0,4136345187 \cdot 10^{-7} \\ 0,1010693802 \cdot 10^0 & -0,1513709263 \cdot 10^{-4} & 0,1063798744 \cdot 10^{-5} & -0,8146078995 \cdot 10^{-8} \\ -0,5398392119 \cdot 10^{-5} & 0,4672756685 \cdot 10^{-7} & -0,1194765361 \cdot 10^{-8} & 0,1366322053 \cdot 10^{-10} \\ 0,7780118121 \cdot 10^{-9} & -0,1619391322 \cdot 10^{-10} & 0,5883547485 \cdot 10^{-12} & -0,8754014287 \cdot 10^{-14} \end{bmatrix}$$

für $293,15 \text{ K} \leq \Theta < 323,15 \text{ K}$

$$\Theta_1 = 293,15 \text{ K}$$

$$u_j = \begin{bmatrix} -0,2313008369 \cdot 10^2 \\ -0,3003372691 \cdot 10^0 \\ -0,724456503 \cdot 10^{-2} \\ 0,852235592 \cdot 10^{-5} \\ -0,1035522272 \cdot 10^{-7} \end{bmatrix}$$

$$R_{ij} = \begin{bmatrix} -0,4410355650 \cdot 10^{-4} & 0,3052252898 \cdot 10^{-4} & 0,9207848427 \cdot 10^{-6} & -0,2590131198 \cdot 10^{-7} \\ 0,1011269892 \cdot 10^0 & 0,1763956234 \cdot 10^{-4} & 0,5750340044 \cdot 10^{-6} & -0,1923769978 \cdot 10^{-8} \\ -0,4832441163 \cdot 10^{-5} & 0,1533281704 \cdot 10^{-7} & -0,3749721294 \cdot 10^{-9} & 0,1322804180 \cdot 10^{-11} \\ 0,6194433327 \cdot 10^{-9} & -0,3164540431 \cdot 10^{-11} & 0,6311389123 \cdot 10^{-13} & 0,2469249342 \cdot 10^{-15} \end{bmatrix}$$

Formulierung durch die IAPWS

Koeffizienten der empirischen Gleichung der Freien Enthalpie sowie der davon abgeleiteten Größen:

Tabelle 8.4: Koeffizienten und Exponenten der IF97 [8]

i	I _i	J _i	n _i	i	I _i	J _i	n _i
1	0	-2	$0,14632971213167 \cdot 10^0$	18	2	3	$-0,44141845330846 \cdot 10^{-5}$
2	0	-1	$-0,84548187169114 \cdot 10^0$	19	2	17	$-0,72694996297594 \cdot 10^{-15}$
3	0	0	$-0,37563603672040 \cdot 10^1$	20	3	-4	$-0,31679644845054 \cdot 10^{-4}$
4	0	1	$0,33855169168385 \cdot 10^1$	21	3	0	$-0,28270797985312 \cdot 10^{-5}$
5	0	2	$-0,95791963387872 \cdot 10^0$	22	3	6	$-0,85205128120103 \cdot 10^{-9}$
6	0	3	$0,15772038513228 \cdot 10^0$	23	4	-5	$-0,22425281908000 \cdot 10^{-5}$
7	0	4	$-0,16616417199501 \cdot 10^{-1}$	24	4	-2	$-0,65171222895601 \cdot 10^{-6}$
8	0	5	$0,81214629983568 \cdot 10^{-3}$	25	4	10	$-0,14341729937924 \cdot 10^{-12}$
9	1	-9	$0,28319080123804 \cdot 10^{-3}$	26	5	-8	$-0,40516996860117 \cdot 10^{-6}$
10	1	-7	$-0,60706301565874 \cdot 10^{-3}$	27	8	-11	$-0,12734301741641 \cdot 10^{-8}$
11	1	-1	$-0,18990068218419 \cdot 10^{-1}$	28	8	-6	$-0,17424871230634 \cdot 10^{-9}$
12	1	0	$-0,32529748770505 \cdot 10^{-1}$	29	21	-29	$-0,68762131295531 \cdot 10^{-18}$
13	1	1	$-0,21841717175414 \cdot 10^{-1}$	30	23	-31	$0,14478307828521 \cdot 10^{-19}$
14	1	3	$-0,52838357969930 \cdot 10^{-4}$	31	29	-38	$0,26335781662795 \cdot 10^{-22}$
15	2	-3	$-0,47184321073267 \cdot 10^{-3}$	32	30	-39	$-0,11947622640071 \cdot 10^{-22}$
16	2	0	$-0,30001780793026 \cdot 10^{-3}$	33	31	-40	$0,18228094581404 \cdot 10^{-23}$
17	2	1	$0,47661393906987 \cdot 10^{-4}$	34	32	-41	$-0,93537087292458 \cdot 10^{-25}$

A3 Messunsicherheit

Abschätzung der Größenordnung von E_h und ΔE_h

$$E_h = E_{h,p} + E_{h,v} + E_{h,z}$$

$$E_h = \frac{O_{p_{abs1}-p_{abs2}}(10^6)}{O_{\bar{\rho}}(10^3)} + \frac{O_{v_1^2}(10^2) - O_{v_2^2}(1)}{2} + O_{\bar{g}}(10) \cdot O_{(z_1-z_2)}(1) = O(10^3) \text{ J/kg}$$

$$\Delta E_h = \left[(\Delta E_{h,p})^2 + (\Delta E_{h,v})^2 + (\Delta E_{h,z})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_h = \left[(O(1))^2 + (O(1))^2 + (O(10^{-2}))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_h = O(1) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{h,p}$:

$$\Delta E_{h,p} = \left[\left(\frac{\partial E_{h,p}}{\partial p_{abs1}} \Delta p_{abs1} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{h,p}}{\partial p_{abs2}} \Delta p_{abs2} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{h,p}}{\partial \bar{\rho}} \Delta \bar{\rho} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,p} = \left[\left(\frac{1}{\bar{\rho}} \cdot \Delta p_{abs1} \right)^2 + \left(-\frac{1}{\bar{\rho}} \cdot \Delta p_{abs2} \right)^2 + \left(-\frac{1}{\bar{\rho}^2} \cdot (p_{abs1} - p_{abs2}) \cdot \Delta \bar{\rho} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,p} = \left[\left(O_{\frac{1}{\bar{\rho}}} (10^{-3}) \cdot O_{\Delta p_1} (10^3) \right)^2 + \left(O_{\frac{1}{\bar{\rho}}} (10^{-3}) \cdot O_{\Delta p_2} (10^2) \right)^2 + \left(O_{\frac{1}{\bar{\rho}^2}} (10^{-6}) \cdot O_{(p_1-p_2)} (10^6) \cdot O_{\Delta \bar{\rho}} (1) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,p} = O(1) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{h,v}$:

$$\Delta E_{h,v} = \left[\left(\frac{\partial E_{h,v}}{\partial v_1} \Delta v_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{h,v}}{\partial v_2} \Delta v_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,v} = \left[(v_1 \cdot \Delta v_1)^2 + (-v_2 \cdot \Delta v_2)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,v} = \left[\left(O_{v_1}(10) \cdot O_{\Delta v_1}(10^{-1}) \right)^2 + \left(O_{v_2}(1) \cdot O_{\Delta v_2}(10^{-2}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,v} = O(1) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{h,z}$:

$$\Delta E_{h,z} = \left[\left(\frac{\partial E_{h,z}}{\partial \bar{g}} \Delta \bar{g} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{h,z}}{\partial z_1} \Delta z_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{h,z}}{\partial z_2} \Delta z_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,z} = \left[((z_1 - z_2) \cdot \Delta \bar{g})^2 + (\bar{g} \cdot \Delta z_1)^2 + (\bar{g} \cdot \Delta z_2)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,z} = \left[\left(O_{(z_1-z_2)}(1) \cdot O_{\Delta \bar{g}}(10^{-3}) \right)^2 + \left(O_{\bar{g}}(10) \cdot O_{\Delta z_1}(10^{-3}) \right)^2 + \left(O_{\bar{g}}(10) \cdot O_{\Delta z_2}(10^{-3}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{h,z} = O(10^{-2}) \text{ J/kg}$$

Abschätzung der Größenordnung von E_m und ΔE_m

$$E_m = E_{m,p} + E_{m,\theta} + E_{m,v} + E_{m,z} + \delta E_m$$

$$O(E_{m,p}) = O_{\bar{a}}(10^{-3}) \cdot O_{(p_{abs11}-p_{abs21})}(10^6) = O(10^3)$$

$$O(E_{m,\theta}) = O_{\bar{c}_p}(10^3) \cdot O_{(\theta_{11}-\theta_{21})}(10^{-1}) = O(10^2)$$

$$O(E_{m,v}) = \left[O_{v_{11}}(1) + O_{v_{21}}(1) \right]^2 = O(1)$$

$$O(E_{m,z}) = O_g(10) O_{(z_{11}-z_{21})}(1) = O(10)$$

$$O(E_{\delta E_m}) = O(10)$$

$$E_m = O(10^3) \text{ J/kg}$$

$$\Delta E_m = \left[(\Delta E_{m,p})^2 + (\Delta E_{m,\theta})^2 + (\Delta E_{m,v})^2 + (\Delta E_{m,z})^2 + (\Delta \delta E_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_m = \left[(O(1))^2 + (O(10))^2 + (O(10^{-2}))^2 + (O(10^{-2}))^2 + (O(1))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_m = O(10) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{m,p}$:

$$\Delta E_{m,p} = \left[\left(\frac{\partial E_{m,p}}{\partial \bar{a}} \Delta \bar{a} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,p}}{\partial p_{abs11}} \Delta p_{abs11} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,p}}{\partial p_{abs21}} \Delta p_{abs21} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,p} = \left[((p_{abs11} - p_{abs21}) \cdot \Delta \bar{a})^2 + (\bar{a} \cdot \Delta p_{abs11})^2 + (-\bar{a} \cdot \Delta p_{abs21})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,p} = \left[\left(O_{(p_1-p_2)}(10^6) \cdot O_{\Delta \bar{a}}(10^{-6}) \right)^2 + \left(O_{\bar{a}}(10^{-3}) \cdot O_{\Delta p_1}(10^3) \right)^2 + \left(O_{\bar{a}}(10^{-3}) \cdot O_{\Delta p_2}(10^2) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,p} = O(1) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{m,\Theta}$:

$$\Delta E_{m,\Theta} = \left[\left(\frac{\partial E_{m,\Theta}}{\partial \bar{c}_p} \Delta \bar{c}_p \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,\Theta}}{\partial (\Theta_{11} - \Theta_{21})} \Delta (\Theta_{11} - \Theta_{21}) \right)^2 + (e_{E_{10}})^2 + (e_{E_{20}})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,\Theta} = \left[\left((\Theta_{11} - \Theta_{21}) \cdot \Delta \bar{c}_p \right)^2 + \left(\bar{c}_p \cdot \Delta (\Theta_{11} - \Theta_{21}) \right)^2 + (E_m \cdot f_{10})^2 + (E_m \cdot f_{20})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,\Theta} = \left[\left(O_{(\Theta_{11} - \Theta_{21})} (10^{-1}) \cdot O_{\Delta \bar{c}_p} (10) \right)^2 + \left(O_{\bar{c}_p} (10^3) \cdot O_{\Delta (\Theta_{11} - \Theta_{21})} (10^{-3}) \right)^2 + (O_{E_{10}} (1))^2 + (O_{E_{20}} (10))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,\Theta} = O(10) \text{ J/kg}$$

wobei $e_{E_{10}}$ bzw. $e_{E_{20}}$ jene Fehler berücksichtigen, der durch nicht hinreichendes Erfassen der Temperaturverteilung entsteht (siehe Tabelle 2.9).

Fehlerfortpflanzung in $E_{m,v}$:

$$\Delta E_{m,v} = \left[\left(\frac{\partial E_{m,v}}{\partial v_{11}} \Delta v_{11} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,v}}{\partial v_{21}} \Delta v_{21} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,v} = \left[(v_{11} \cdot \Delta v_{11})^2 + (-v_{21} \cdot \Delta v_{21})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,v} = \left[\left(O_{v_{11}} (1) \cdot O_{\Delta v_{11}} (10^{-2}) \right)^2 + \left(O_{v_{21}} (1) \cdot O_{\Delta v_{21}} (10^{-2}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,v} = O(10^{-2}) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in $E_{m,z}$:

$$\Delta E_{m,z} = \left[\left(\frac{\partial E_{m,z}}{\partial \bar{g}} \Delta \bar{g} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,z}}{\partial z_{11}} \Delta z_{11} \right)^2 + \left(\frac{\partial E_{m,z}}{\partial z_{21}} \Delta z_{21} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,z} = \left[((z_{11} - z_{21}) \cdot \Delta \bar{g})^2 + (\bar{g} \cdot \Delta z_{11})^2 + (-\bar{g} \cdot \Delta z_{21})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,z} = \left[\left(O_{(z_{11}-z_{21})} (1) \cdot O_{\Delta g} (10^{-3}) \right)^2 + \left(O_g (10) \cdot O_{\Delta z_{11}} (10^{-3}) \right)^2 + \left(O_g (10) \cdot O_{\Delta z_{21}} (10^{-3}) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta E_{m,z} = O(10^{-2}) \text{ J/kg}$$

Fehlerfortpflanzung in δE_m :

$$\Delta E_{\delta E_m} = 0,2 \cdot \delta E_m$$

$$\Delta E_{\delta E_m} = O(1) \text{ J/kg}$$

Abschätzung der Größenordnung von η_h und $\Delta\eta_h$

$$\eta_{h,Pumpe} = \frac{O_{E_h}(10^3)}{O_{E_m}(10^3)}$$

$$\eta_{h,Turbine} = \frac{O_{E_m}(10^3)}{O_{E_h}(10^3)}$$

$$\eta_h = O(1)$$

$$\Delta\eta = \eta \left[\left(\frac{\Delta E_h}{E_h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta E_m}{E_m} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta\eta = O_\eta(1) \left[\left(\frac{O_{\Delta E_h}(1)}{O_{E_h}(10^3)} \right)^2 + \left(\frac{O_{E_{\Delta m}}(10)}{O_{E_m}(10^3)} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Delta\eta = O(10^{-2})$$

A4 Beispielrechnung zur Messdatenerfassung

Zur Kontrolle der in der Messsoftware hinterlegten Vorgänge und um den Ablauf selbiger besser nachvollziehen zu können wird nachfolgend ein Messpunkt hinsichtlich des thermodynamischen Wirkungsgrades ausgewertet.

Der betrachtete Messpunkt stammt aus den Inbetriebnahmemessungen vom 29.11.2013 und wurde im Zeitraum 1.366.616 bis 1.367.617 ms nach Systemstart aufgezeichnet. Der Umgebungsdruck betrug 0,985 bar, das Messsystem war laut Tabelle 8.5 konfiguriert.

Tabelle 8.5: Konfiguration des Messsystems am 29.11.2013

Kanal	Modul	Messgröße	Kurzzeichen	Messaufnehmer
1	NI 9401	Temperatur 1	T ₁₀	SBE 3S 302347
2	NI 9401	Temperatur 2	T ₂₀	SBE 3S 302349
4	NI 9401	Drehzahl	n _{Motor}	LFK 3060 (z = 2)
5	NI 9203	Differenzdruck	Δp ₁₀₋₂₀	Rosemount 3051
6	NI 9203	Relativdruck	p _{10,rel}	Rosemount 3051

Zur Kontrollzwecken wurden neben den Messergebnissen auch die Rohmessdaten im System protokolliert. In Tabelle 8.6 sind jene Daten aufgelistet, die aus dem FPGA über die DMA-FIFO dem Real-Time System übergeben werden. Diese dienen auch als Ausgangspunkt der hier gezeigten Berechnung. Der Offset des verwendeten Modules NI 9203 beträgt 0,1094 mA.

Tabelle 8.6: Rohdaten aus FPGA-System

Kanal	Timestamp	Ticks	Zyklen	Checknumber
4	1367616	39444256	49	444
1	1367616	39983322	4229	111
2	1367616	39983964	4044	222
5	1367617	337162	20	555
6	1367617	333024	20	666

Das Messsystem lieferte die in Tabelle 8.7 angeführten Ergebnisse.

Tabelle 8.7: Messergebnisse

T1 [°C]	T2 [°C]	p1 [bar]	p2 [bar]	n [U/min]	eta [-]
14,9038	14,8609	2,70	0,90	1490,71	0,511

Berechnung der Temperatur T₁₀:

Die tatsächliche Messzeit t_M ergibt sich aus den Zeitbasisticks N und dem Zeitbasistakt T_{Prozessor}, der bei 25 ns liegt.

$$t_M = N \cdot T_{\text{Zeitbasis}} = 39.983.322 \cdot 25 \cdot 10^{-9} \text{ s} = 999,58 \text{ ms}$$

Die gemessene Frequenz f ergibt sich aus dem Quotienten zwischen den gemessenen Zyklen n (vollständige Schwingungen) und der tatsächlichen Messzeit t_M .

$$f = \frac{n}{t_M} = \frac{4229}{999,58 \cdot 10^{-3} \text{ s}} \cdot \frac{1}{s} = 4230,76 \text{ Hz}$$

Gemäß der Kalibriervorschrift, deren Konstanten g , h , i , j und f_0 sowie der Temperaturoffset T_{offset} für jeden der eingesetzten Messaufnehmer gegeben sind (vgl. Tabelle 3.1 und Tabelle 8.1), lässt sich T_1 nun berechnen.

$$\hat{T} = \frac{1}{g + h \cdot \ln\left(\frac{f_0}{f}\right) + i \cdot \ln^2\left(\frac{f_0}{f}\right) + j \cdot \ln^3\left(\frac{f_0}{f}\right)} - 273,15$$

$$\hat{T}_{10} = \frac{1}{4,4 \cdot 10^{-3} + 6,4 \cdot 10^{-4} \cdot \ln\left(\frac{1000}{4230,8}\right) + 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot \ln^2\left(\frac{1000}{4230,8}\right) + 1,7 \cdot 10^{-6} \cdot \ln^3\left(\frac{1000}{4230,8}\right)} - 273,15$$

$$\hat{T}_{10} = 14,9038 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{10} = \hat{T}_{10} - T_{\text{offset}} = 14,9038 - 0 = 14,9038 \text{ }^\circ\text{C}$$

Das Ergebnis entspricht der vom Messsystem errechneten Temperatur (vgl. Tabelle 8.7).

Berechnung der Temperatur T_{20} :

Die Berechnung erfolgt analog zur Berechnung der Temperatur T_1 .

$$t_M = N \cdot T_{\text{Zeitbasis}} = 39.983.964 \cdot 25 \cdot 10^{-9} \text{ s} = 999,60 \text{ ms}$$

$$f = \frac{n}{t_M} = \frac{4044}{999,60 \cdot 10^{-3} \text{ s}} \cdot \frac{1}{s} = 4045,48 \text{ Hz}$$

Mit den Konstanten g , h , i , j und f_0 sowie der Temperaturoffset T_{offset} laut Tabelle 3.1 und Tabelle 8.1:

$$\hat{T} = \frac{1}{g + h \cdot \ln\left(\frac{f_0}{f}\right) + i \cdot \ln^2\left(\frac{f_0}{f}\right) + j \cdot \ln^3\left(\frac{f_0}{f}\right)} - 273,15$$

$$\hat{T}_{20} = \frac{1}{4,3 \cdot 10^{-3} + 6,3 \cdot 10^{-4} \cdot \ln\left(\frac{1000}{4045,5}\right) + 2,1 \cdot 10^{-5} \cdot \ln^2\left(\frac{1000}{4045,5}\right) + 1,7 \cdot 10^{-6} \cdot \ln^3\left(\frac{1000}{4045,4}\right)} - 273,15$$

$$\hat{T}_{20} = 14,8616 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{20} = \hat{T}_{20} - T_{\text{offset}} = 14,8616 - 0,0007 = 14,8609 \text{ }^\circ\text{C}$$

Das Ergebnis entspricht der vom Messsystem errechneten Temperatur (vgl. Tabelle 8.7).

Berechnung der Motordrehzahl n_{Motor} :

Die Frequenz errechnet sich analog zu den vorangegangenen Rechnungen

$$t_M = N \cdot T_{\text{Zeitbasis}} = 39.444.256 \cdot 25 \cdot 10^{-9} \text{ s} = 986,11 \text{ ms}$$

$$f = \frac{n}{t_m} = \frac{49}{986,11 \cdot 10^{-3} \text{ s}} \cdot \frac{1}{s} = 49,69 \text{ Hz}$$

Die Motordrehzahl berechnet sich nun durch Teilung der Frequenz durch die Anzahl der Impulse pro Umdrehung.

$$n_{\text{Motor}} = \frac{f}{z} = \frac{49,69}{2} \cdot \frac{1}{s} = 24,85 \text{ Hz} = 1490,71 \text{ U/min}$$

Das Ergebnis entspricht der vom Messsystem errechneten Drehzahl (vgl. Tabelle 8.7).

Berechnung des Differenzdrucks Δp_{10-20} :

Die Umrechnung von dem digitalen binären AD-Wandler Wert auf die physikalische Messgröße erfolgt gemäß

$$I = \text{Binary Value} \cdot \text{LSB Weight} - \text{Offset}$$

wobei für das verwendete Modul NI 9203 im Messbereich von 4 mA bis 20 mA gilt:

$$\text{LSB Weight} = \frac{\text{Messbereichsbreite}}{2^{\text{AD Wandler Auflösung}}} = \frac{21,56 \text{ mA}}{2^{16} \text{ bit}} = 0,329 \frac{\mu\text{A}}{\text{bit}}$$

$$\text{Offset} = 0,1094 \text{ mA}$$

Der Mittelwert der während der Laufzeit der Frequenzmessung aufaddierten Integer-Werten der Strommessung ergibt sich aus dem Quotienten mit der Zyklenzahl.

$$\text{ave. Binary Value} = \frac{\sum \text{Binary Value}}{\text{Zyklen}} = \frac{337162}{20} = 16858,1$$

Der Strom errechnet sich gemäß der zuvor eingeführten Formel

$$I = 16858,1 \cdot 0,329 \cdot 10^{-6} - 109,4 \cdot 10^{-6} = 5,44 \text{ mA}$$

Über den eingestellten Messbereich des Messumformers Rosemount 3051 von 0 bar bis 20 bar ergibt sich die Skaliervorschrift und daraus der Differenzdruck

$$\Delta p_{10-20} = 1250 \cdot I - 5 = 1250 \cdot 5,44 \cdot 10^{-3} - 5 = 1,80 \text{ bar}$$

Berechnung des Relativdrucks $p_{10,rel}$:

Die Berechnung erfolgt analog zur Berechnung des Differenzdrucks.

$$ave. Binary Value = \frac{\sum Binary Value}{Zyklen} = \frac{333024}{20} = 16651,2$$

$$I = 16651,2 \cdot 0,329 \cdot 10^{-6} - 109,4 \cdot 10^{-6} = 5,37 \text{ mA}$$

$$p_{10,rel} = 1250 \cdot I - 5 = 1250 \cdot 5,37 \cdot 10^{-3} - 5 = 1,71 \text{ bar}$$

Berechnung der Absolutdrücke p_{10} , p_{20} :

$$p_{10} = p_{10,rel} + p_a = 1,71 + 0,985 = 2,70 \text{ bar}$$

$$p_{20} = p_{10} - \Delta p_{10-20} = 2,70 - 1,80 = 0,90 \text{ bar}$$

Das Ergebnis entspricht den vom Messsystem errechneten Drücken (vgl. Tabelle 8.7).

Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades η_h :

Aufgrund der gleichen Strömungsgeschwindigkeit sowie der gleichen geodätischen Höhenlage der Messstellen reduziert sich die Gleichung zur Bestimmung der spezifischen hydraulischen Energie zu

$$E_h = \frac{P_{abs1} - P_{abs2}}{\bar{\rho}}$$

mit

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{999,2 + 999,1}{2} = 999,15 \text{ kg/m}^3$$

Die Gleichung für die spezifische mechanische Energie reduziert sich zu

$$E_m = \bar{a}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \bar{c}_p(\Theta_1 - \Theta_2)$$

mit

$$\bar{a} = \frac{a_1 + a_2}{2} = \frac{0,9572 + 0,9575}{2} \cdot 10^{-3} = 0,95735 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{c}_p = \frac{c_{p,1} + c_{p,2}}{2} = \frac{4189 + 4189}{2} = 4189 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Damit ergeben sich die spezifischen Energien zu

$$E_h = \frac{2,70 - 0,90}{999,15} \cdot 10^5 = 180,15 \text{ J/kg}$$

$$E_m = 0,95735 \cdot 10^{-3} \cdot (2,70 - 0,90) \cdot 10^5 + 4189 \cdot (14,9038 - 14,8609) = 352,03 \text{ J/kg}$$

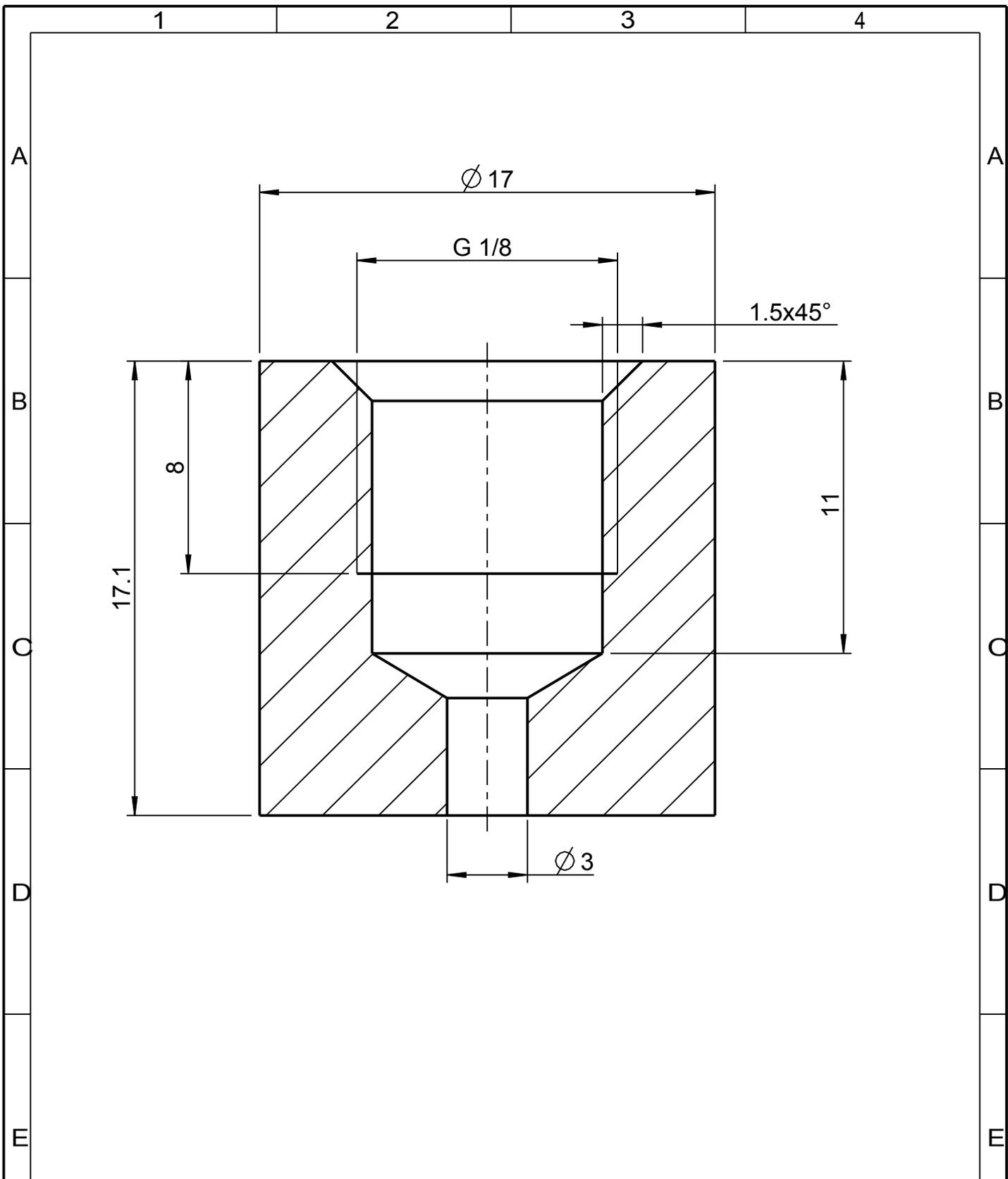
und der Wirkungsgrad zu

$$\eta_{h,Pumpe} = \frac{E_h}{E_m} = \frac{180,15}{352,03} = 0,512$$

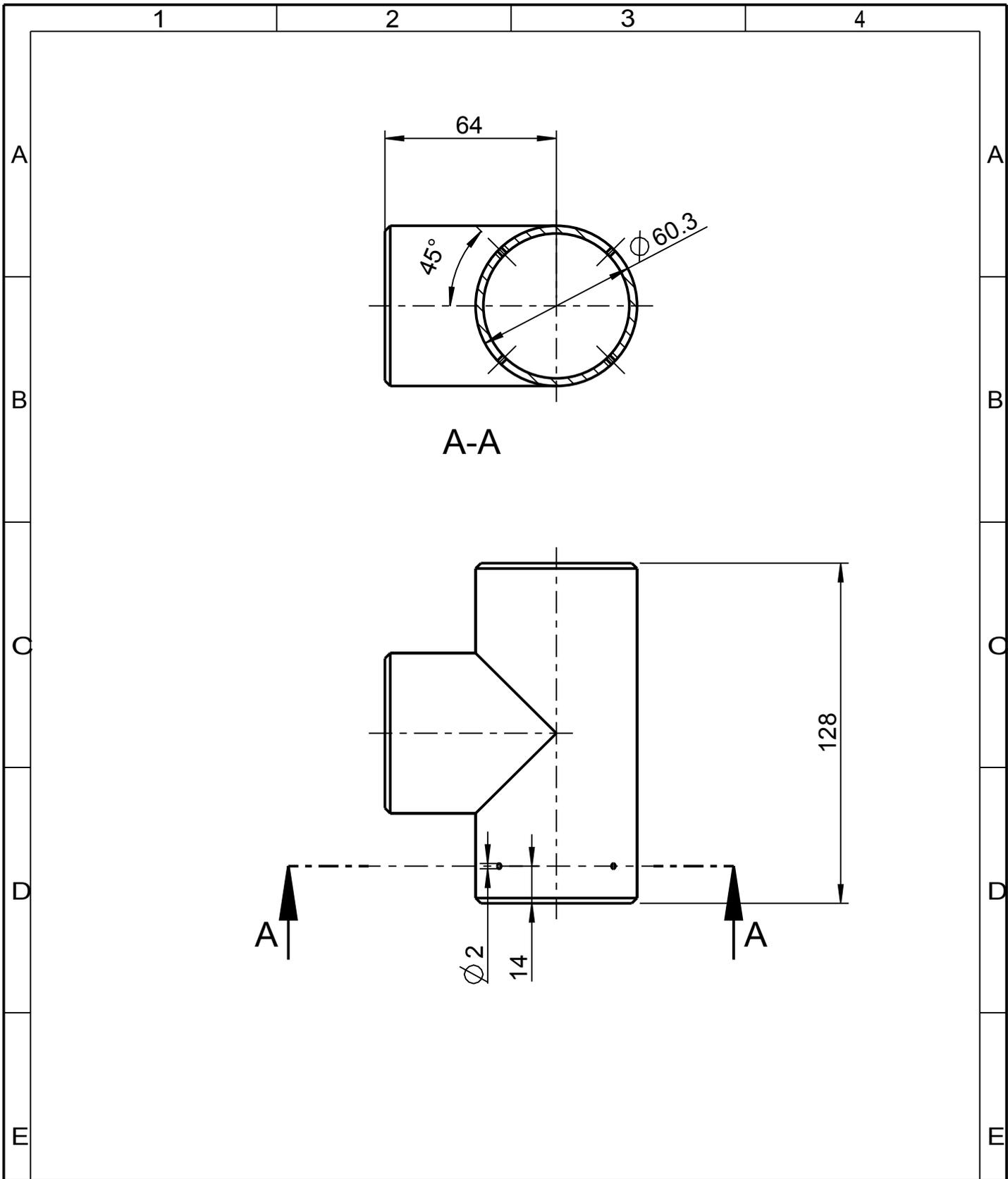
Das Ergebnis liegt um 0,1 % über dem durch die Messsoftware errechneten Wert (vgl. Tabelle 8.7). Dieser Unterschied kann, in Anbetracht der Übereinstimmung der Messwerte für Druck und Temperatur, durch zwei Fehlerquellen identifiziert werden. Zum einen kann die geringe Abweichung an Rundungsfehlern liegen, da der Formelapparat im Messsystem durchgehend ab dem Einlesen der ganzzahligen Rohdaten in einem Gleitkommazahlenformat mit 64 Bit (entspricht ungefähr 15 Dezimalstellen) arbeitet. Zum anderen wurden die Stoffwerte der Dichte, der spezifischen isobaren Wärmekapazität und des Isothermenfaktors durch zweidimensionale Interpolation aus den tabellierten Stoffwerten bei 14 °C bzw. 15 °C und 1 bar bzw. 10 bar erlangt. Im Messsystem ist dagegen die mathematische Formulierung des Herbst-Rögener-Verfahrens implementiert.

A5 Zeichnungen Prüfstand

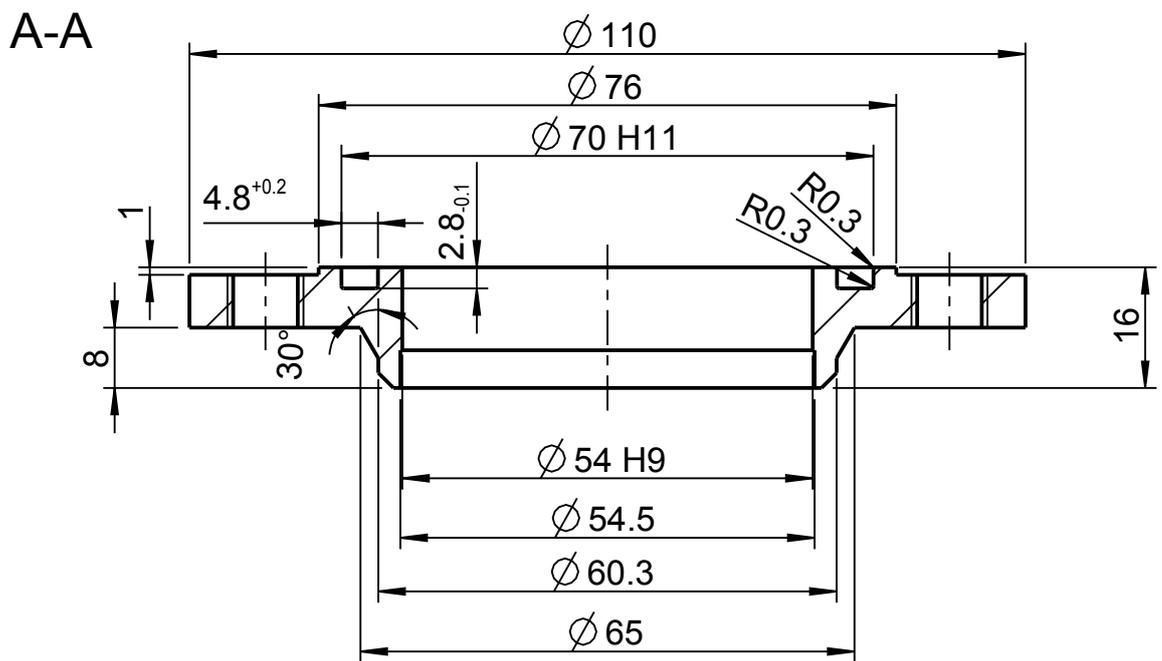
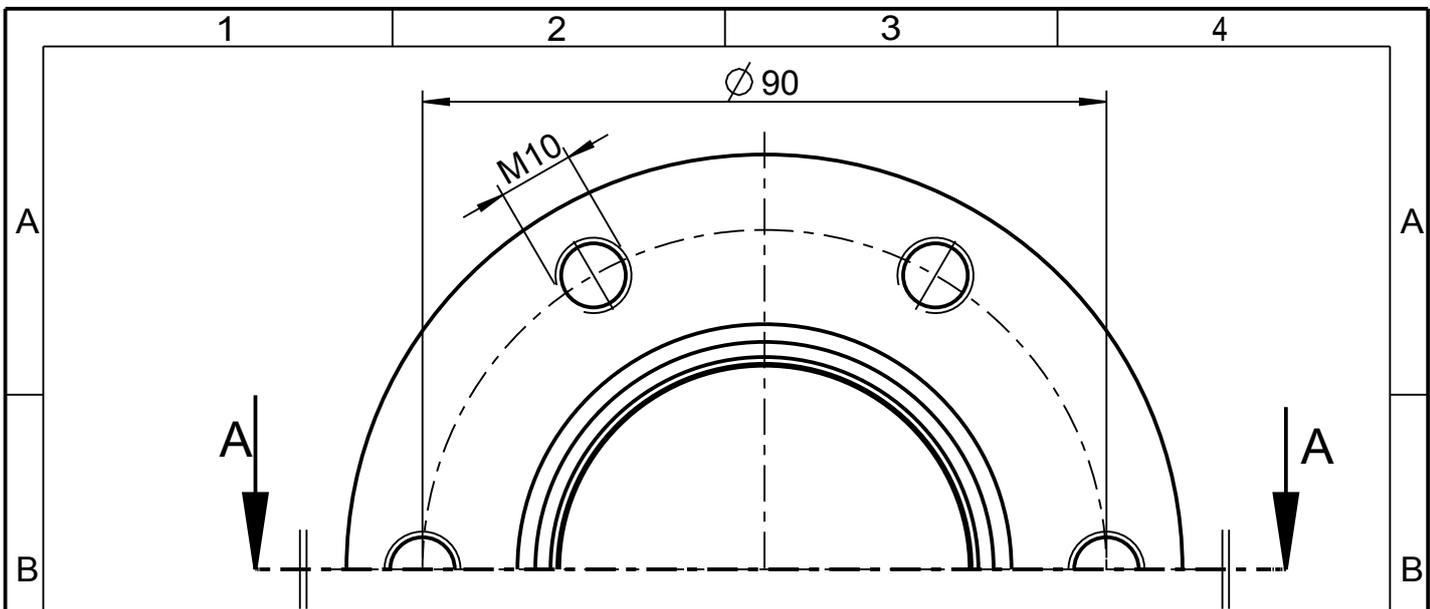
- Anschluss Druckmessung
 - T-Stück
 - Sondenaufnahme
 - Baugruppe Sondenaufnahme
 - Haltering Entnahmesonde
 - Kopf Entnahmesonde
 - Rohr Entnahmesonde
 - Baugruppe Entnahmesonde
 - Aufnahme Entnahmesonde
 - Diffusor Entnahmesonde
 - Einsatz Entnahmesonde
 - Baugruppe Entnahmestelle
 - Verbindungsstück Entnahme
 - Ausnahme SBE
 - Einsatz SBE
 - Diffusor Kalorimeter
 - Baugruppe Kalorimeter
 - Messtyp Entnahme
 - Messtyp Direkt
 - Einzelteile Axiallagerung
 - Baugruppe Axiallagerung
 - Messwellenhalter
-



Dateiname des Zeichnungsobjektes: EINSCHRAUBBUCHSEN_DRUCK				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: EINSCHRAUBBUCHSE				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 5 : 1		Gew.: kg
								Werkstoff: X6CrNiTi18-10		
								Halbzeug: -		
				Datum		Name		Benennung: Druckbuchse G1/8 -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)					(Ers.f.):		(Ers.d.):



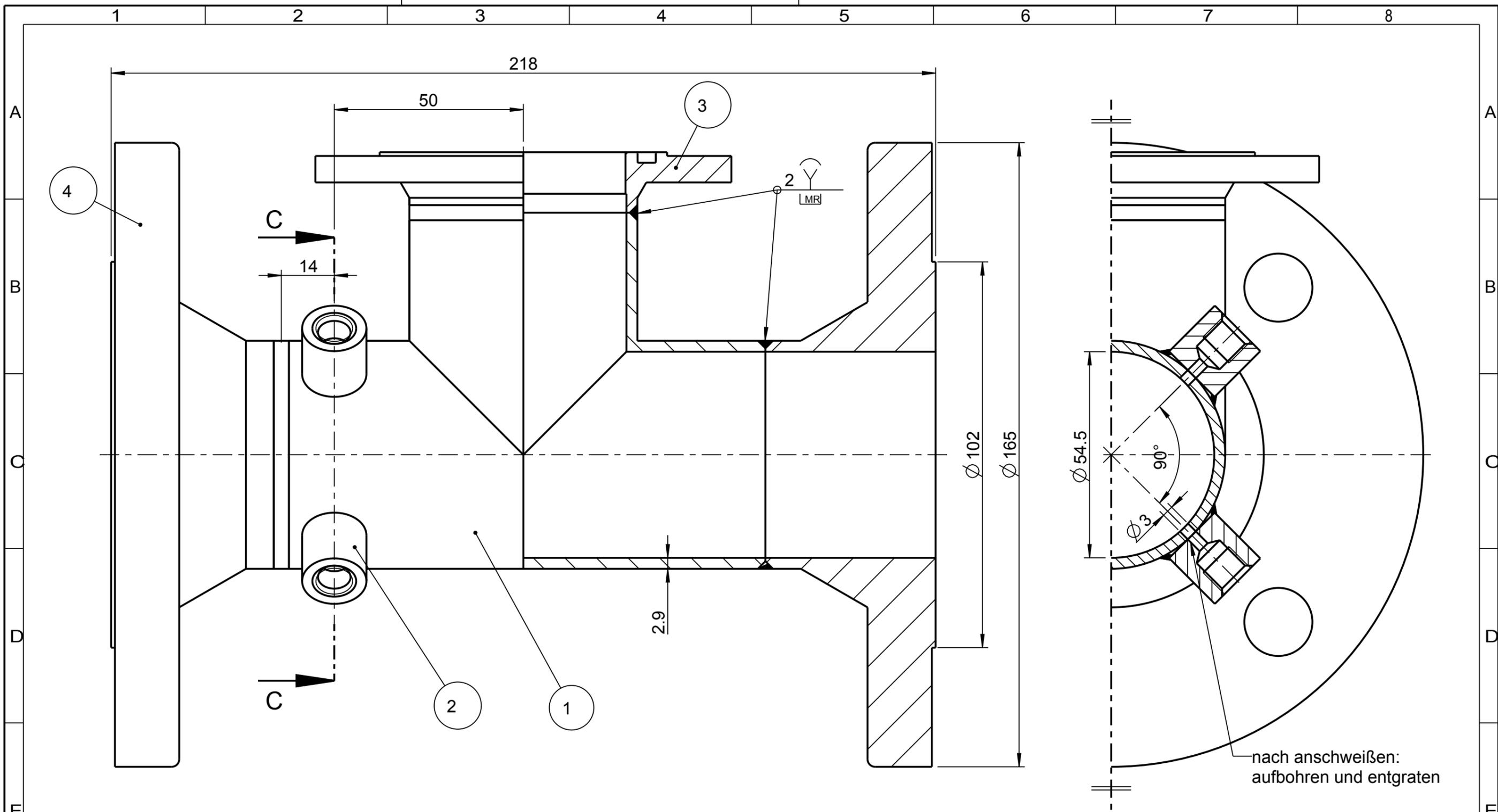
Dateiname des Zeichnungsobjektes: T_STUECK_DN50				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: T_STUECK_DN50				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 2		Gew.: kg
								Werkstoff: X6CrNiTi18-10		
								Halbzeug: DIN EN 10253-4A DN50/DN50		
				Datum		Name		Benennung:		
				Bear. -		-		T-Stück DIN EN10253-4A		
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM		Zeichnungsnummer:			Blatt 1 1 Bl.	
						-				
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
54 H9	54.075	54.000
70 H11	70.190	70.000

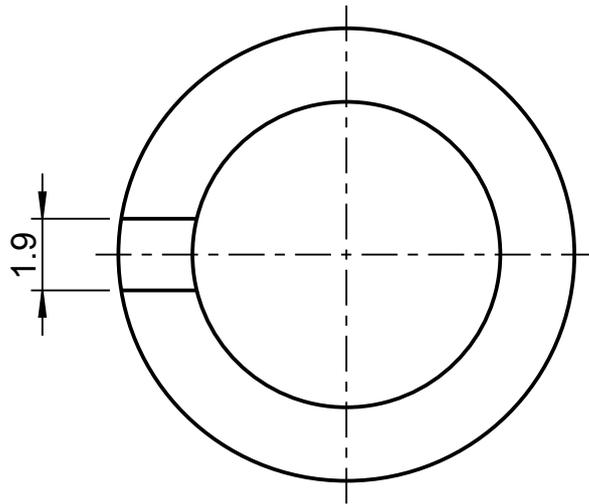
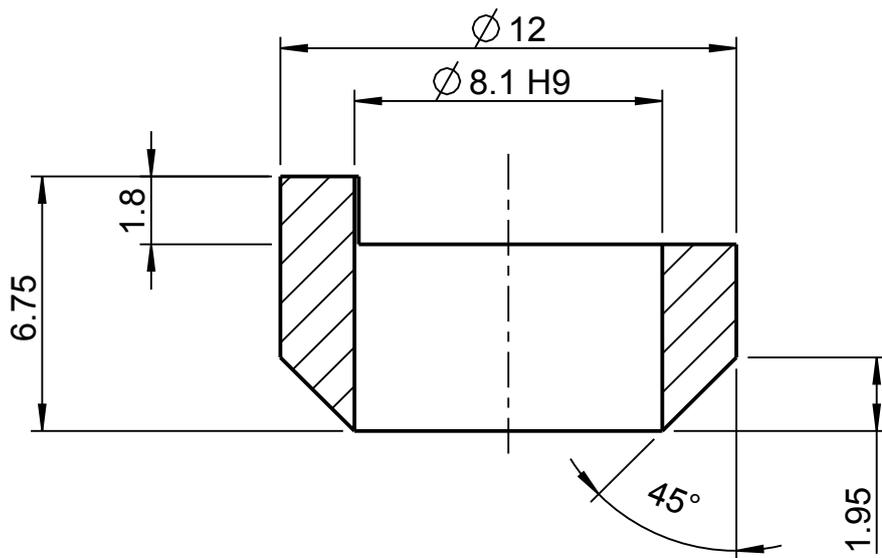
Ra 3,2

Dateiname des Zeichnungsobjektes: SONDENAUFNAHME				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: SONDENAUFNAHME				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 1		Gew.: kg
				Datum		Name		Werkstoff: X6CrNiTi18-10		
				Bear. 20.03.2013		RAKUSCH		Halbzeug: -		
				Gepr. -		-		Benennung: Sondenaufnahme		
				Norm		-		-		
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
								(Ers.f.):		(Ers.d.):
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)						

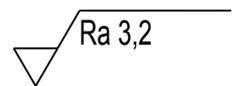


Standardstückliste (DIN 6771-A) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe					
1	2	3	4	5	6
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (Dateiname)	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	ET	T-Stück (T_STUECK_DN50)	DIN EN10253-4A	X6CrNiTi18-10
2	4	ET	Druckbuchse G1/8 (EINSCHRAUBBUCHSEN_DRUCK)	-	X6CrNiTi18-10
3	1	ET	Sondenaufnahme (SONDENAUFNAHME)	-	X6CrNiTi18-10
4	2	ET	Vorschweißflansch DN50 (VORSCHWEISZFLANSCH_PN16)	DIN 2633	X6CrNiTi18-10

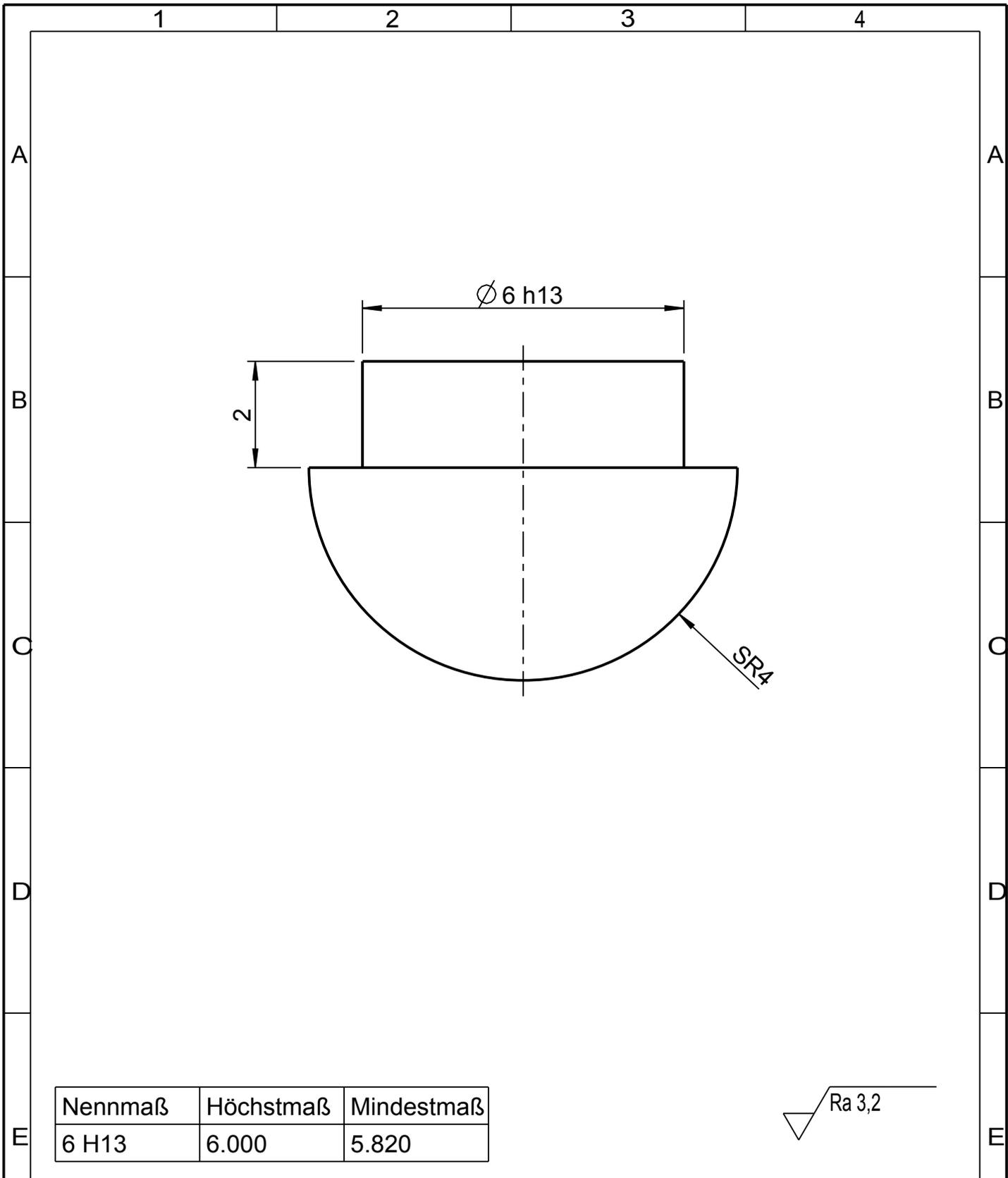
Dateiname des Zeichnungsobjektes: SCHWEISSGRUPPE			Dateityp: ASSEM	Dateiname der Zeichnung: SCHWEISSGRUPPE	
		Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S	Werkstück -kanten DIN 6784	Maßstab 1 : 1	Gew.: kg
		Datum	Name	Werkstoff: 1.4541 Halbzeug: -	
		Bear. -	-	Benennung: Schweißgruppe Sondenaufnahme	
		Gepr. -	-	-	
		Norm		-	
		TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -	
				Blatt 1 1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.(Urspr.)	(Ers.f.):	(Ers.d.):



Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
8.1 H9	8.136	8.100



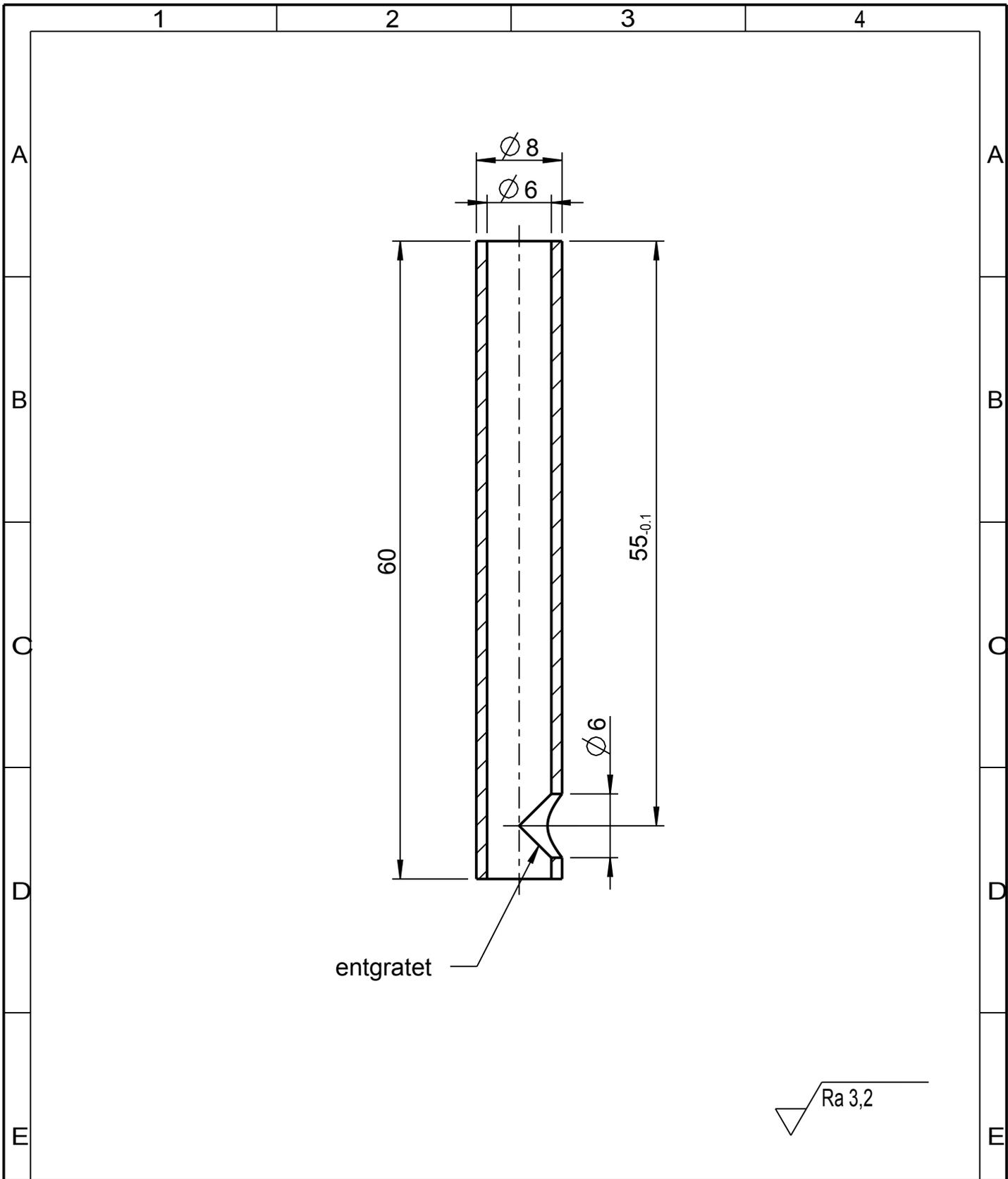
Dateiname des Zeichnungsobjektes: ENTNAHMESONDE_HALTERING				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: SONDENHALTERING				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 5 : 1		Gew.: kg
								Werkstoff: CuZn37		
								Halbzeug: -		
				Datum		Name		Benennung: Haltering Entnahmesonde -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm		-				
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



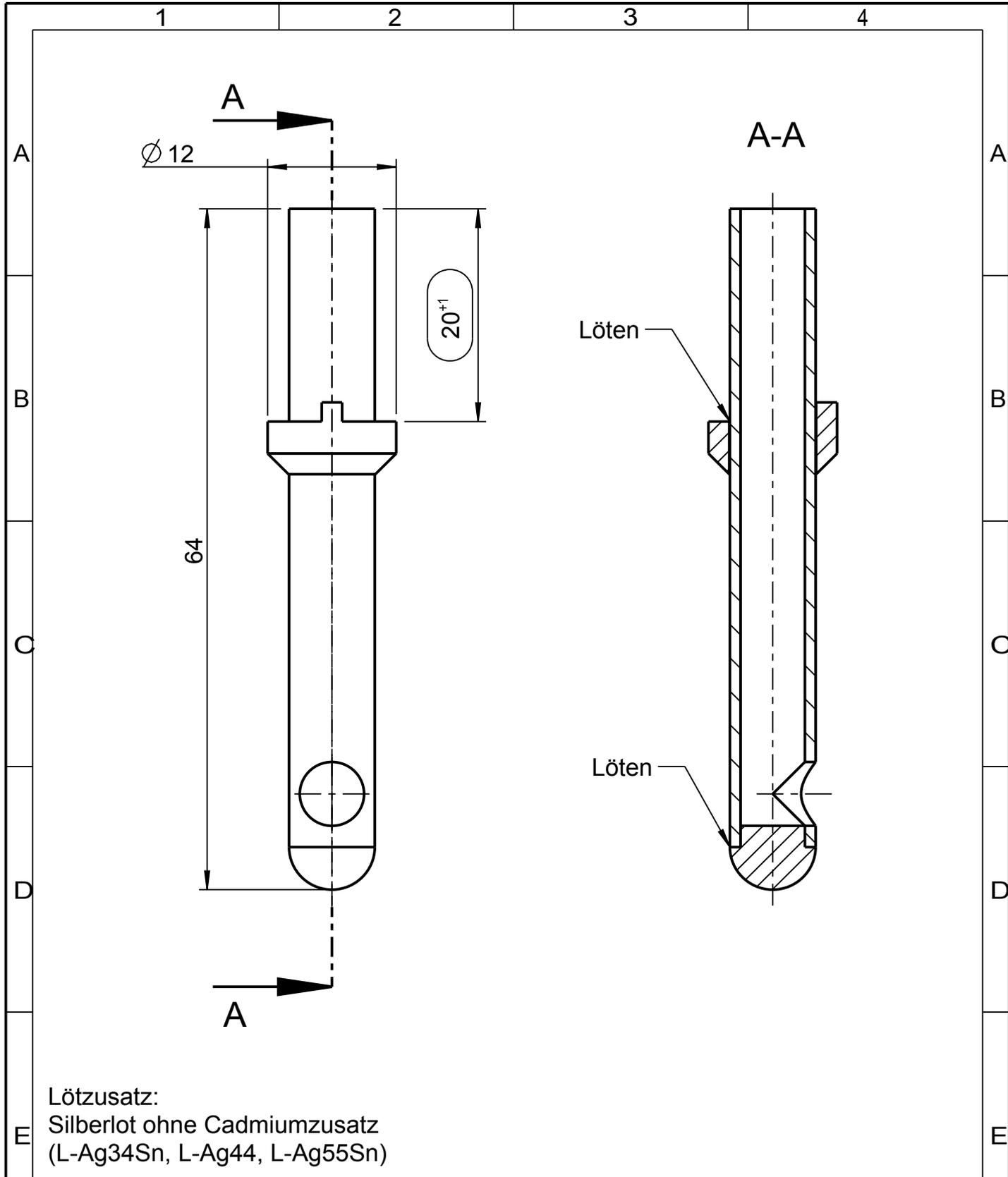
Nennmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
6 H13	6.000	5.820

Ra 3,2

Dateiname des Zeichnungsobjektes: ENTNAHMESONDE_02				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: SONDENKOPF				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 10:1		Gew.: kg
								Werkstoff: CuZn37		Halbzeug:
				Datum		Name		Benennung: Kopf Entnahmesonde -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm						
				(Firmenlogo)				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		

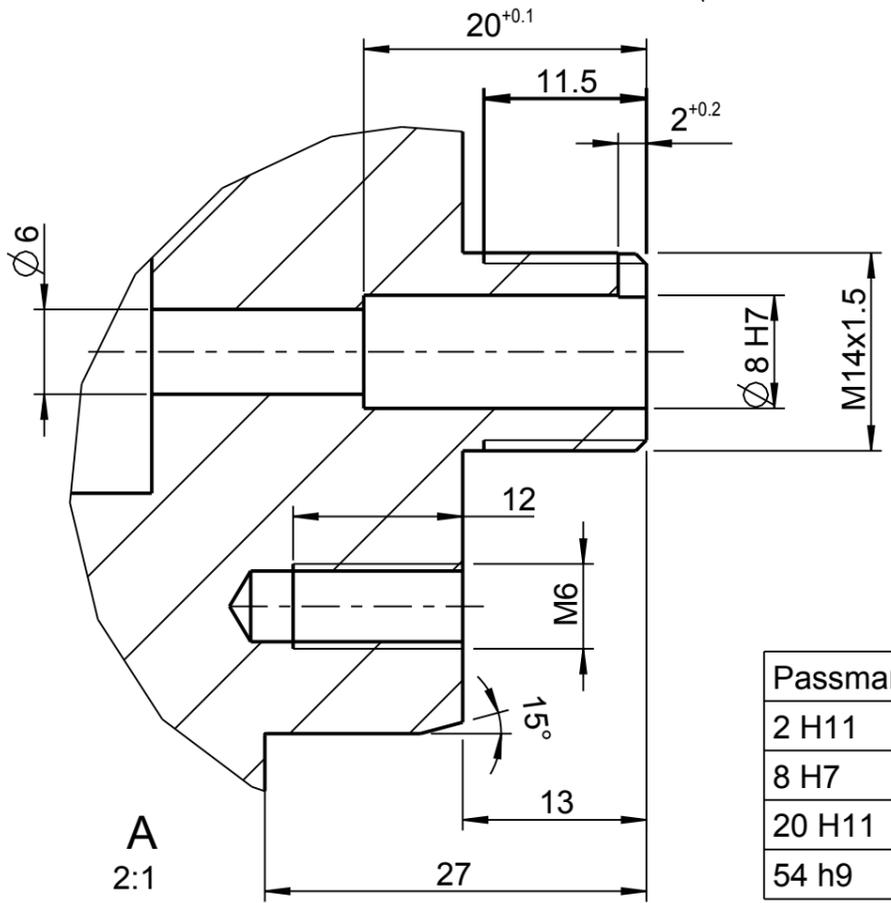
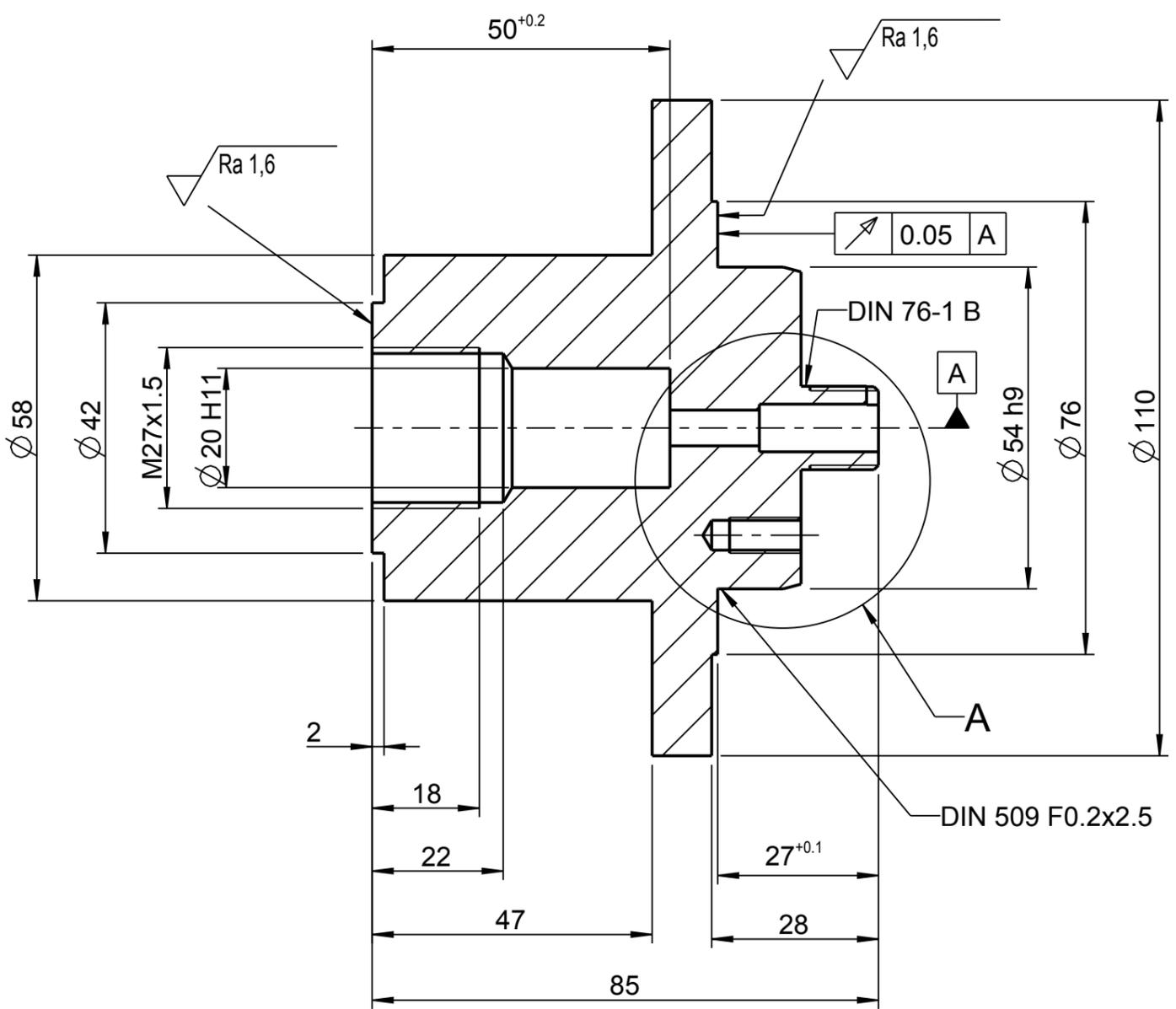
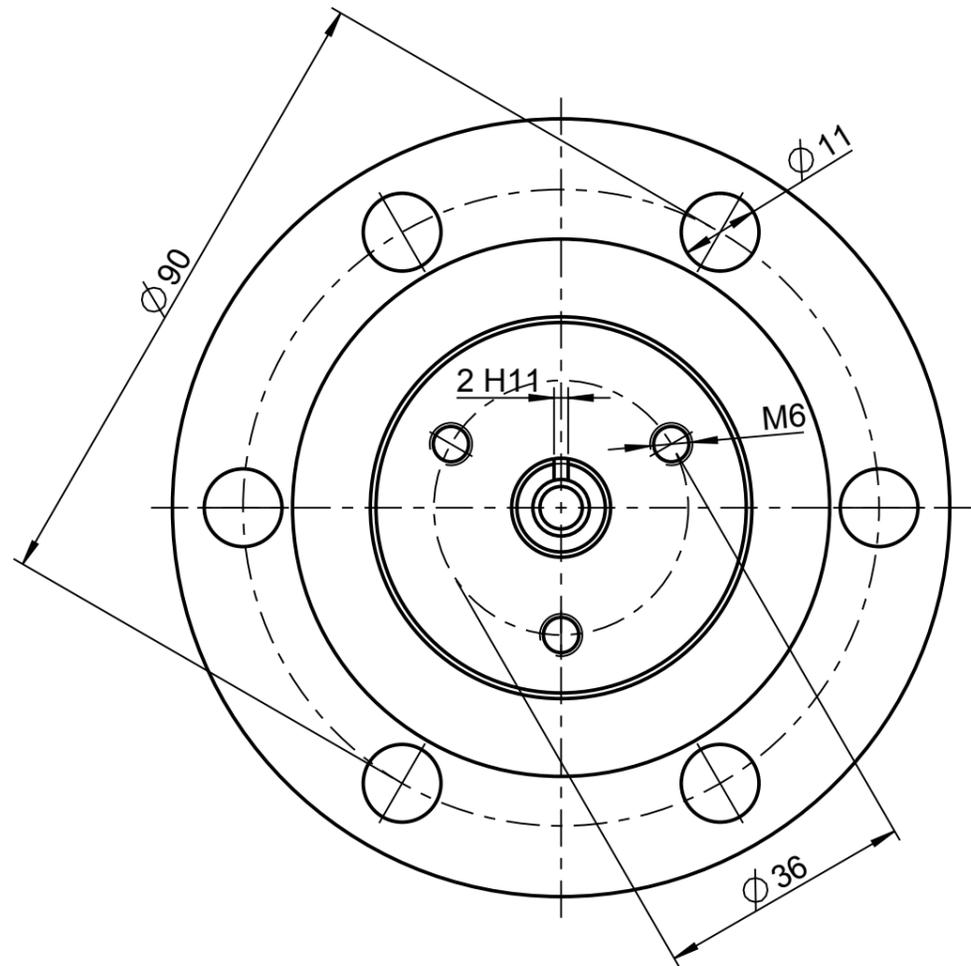


Dateiname des Zeichnungsobjektes: ENTNAHMESONDE_02				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: ENTNAHMEROHR				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 2 : 1		Gew.: kg
								Werkstoff: CuZn37		Halbzeug:
				Datum		Name		Benennung:		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH		Rohr Entnahmesonde		
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM		Zeichnungsnummer:			Blatt 1	
						-			1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.)		(Ers.d.)		

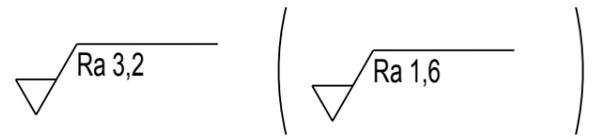


Lötzusatz:
 Silberlot ohne Cadmiumzusatz
 (L-Ag34Sn, L-Ag44, L-Ag55Sn)

Dateiname des Zeichnungsobjektes: MESSSTELLE_02				Dateityp: ASSEM		Dateiname der Zeichnung: SONDE_01				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 2:1		Gew.: kg
								Werkstoff: CuZn37		Halbzeug: -
				Datum		Name		Benennung: Entnahmesonde -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
2 H11	2.060	2.000
8 H7	8.015	8.000
20 H11	20.130	20.000
54 h9	54.000	53.926



Dateiname des Zeichnungsobjektes: AUFNAHME_ENTNAHME		Dateityp: PART	Dateiname der Zeichnung: AUFNAHME_ENTNAHME_02	
Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784	Maßstab 1 : 1	Gew.: kg
Datum 20.06.2013		Name RAKUSCH	Benennung: Aufnahme Entnahmesonde	
Zust.		Änderung	Datum	Nam.(Urspr.)
HFM TU Graz		Zeichnungsnummer: -		Blatt 1 1 Bl.
		(Ers.f.):		(Ers.d.):

1

2

3

4

A

A

B

B

C

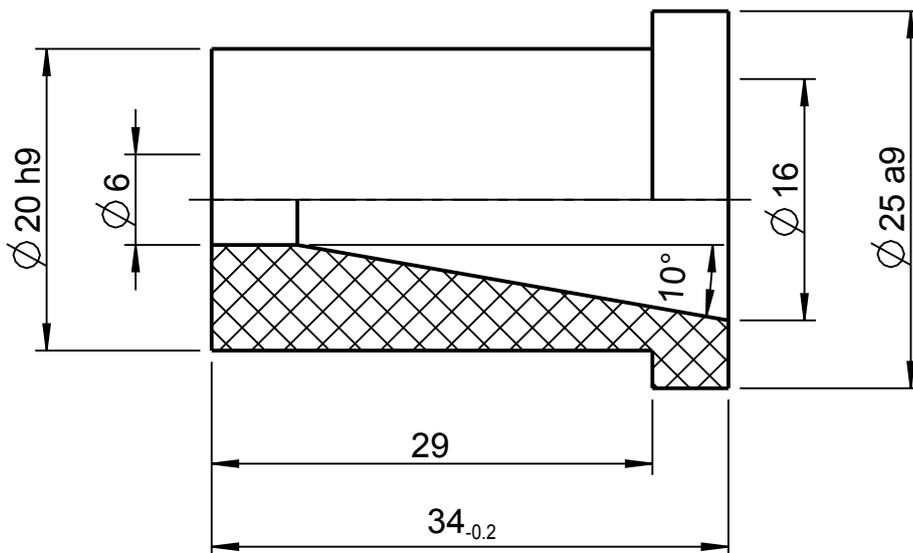
C

D

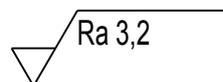
D

E

E



Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
20 h9	20.000	19.948
25 a9	24.700	24.648



Dateiname des Zeichnungsobjektes:
DIFFUSOR_ENTNAHME_02

Dateityp:
PART

Dateiname der Zeichnung:
DIFFUSOR_ENTNAHME

Allgemeintol.
DIN ISO
2768-m-S

Werkstück
-kanten
DIN 6784

Maßstab **2 : 1**

Gew.: kg

Werkstoff: Polyethylen HD

Halbzeug: -

	Datum	Name
Bear.	20.06.2013	RAKUSCH
Gepr.	-	-
Norm		

Benennung:

Diffusor Entnahmesonde

-

TU Graz
HFM

Zeichnungsnummer:

-

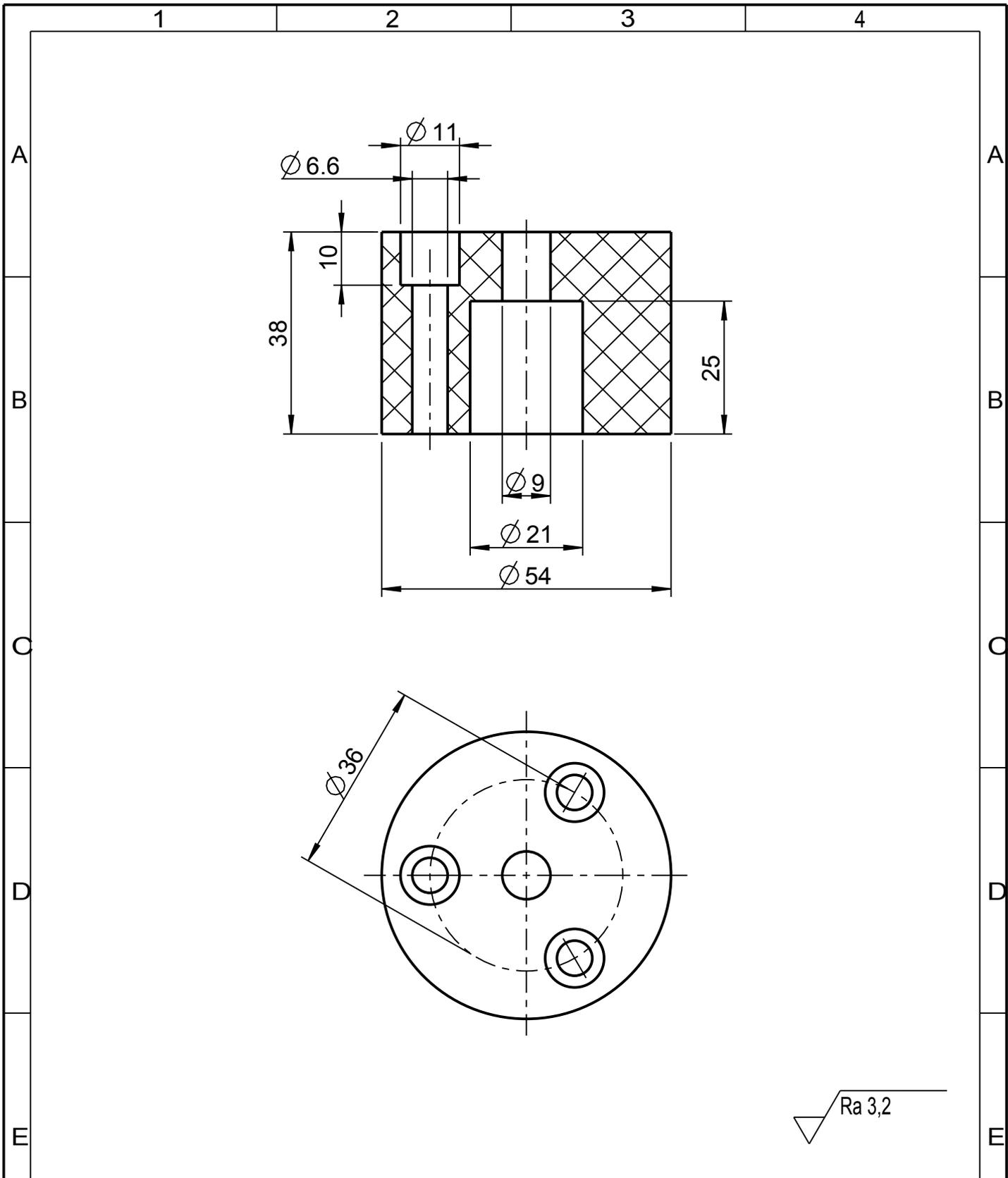
Blatt 1

1 Bl.

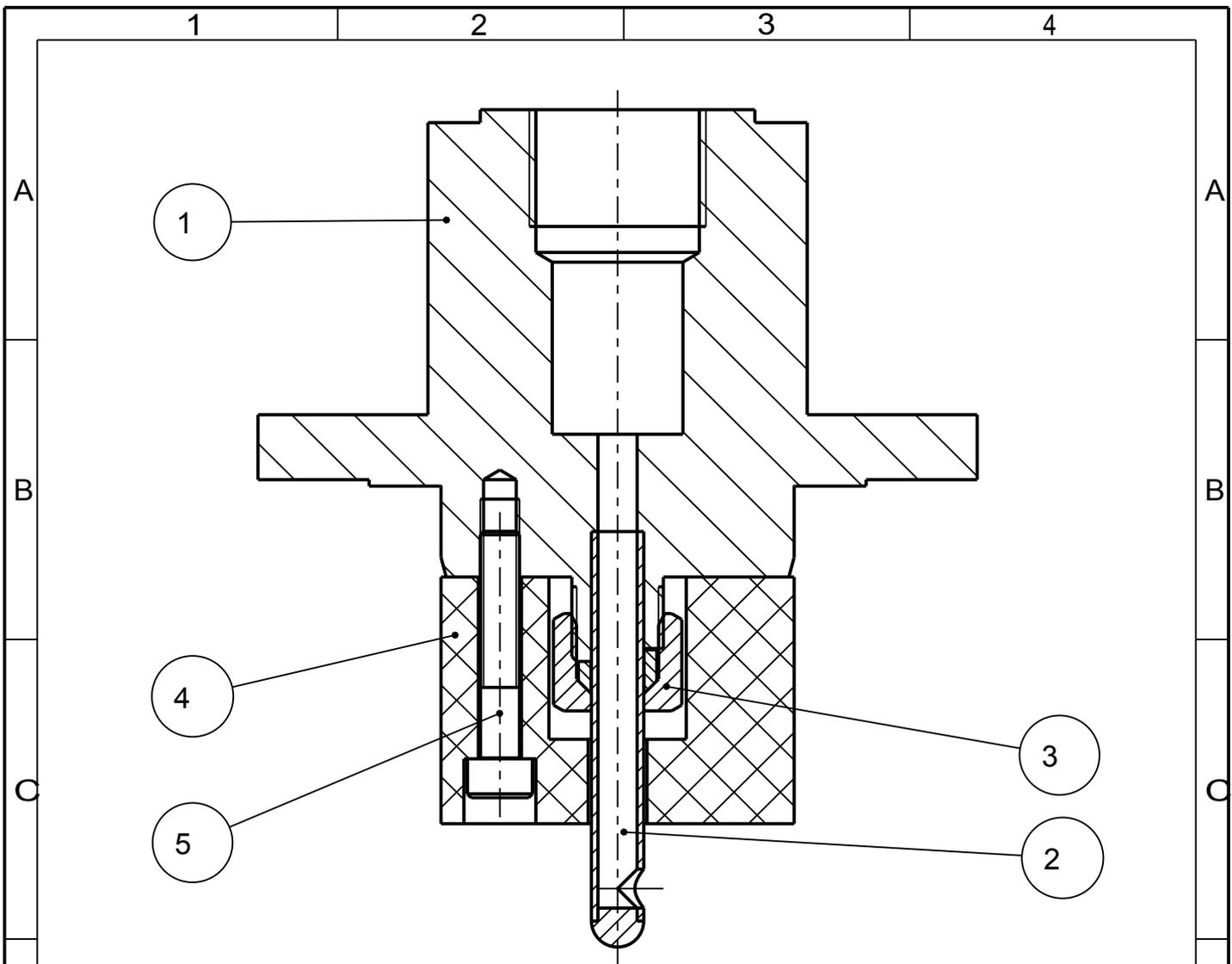
Zust. Änderung Datum Nam. (Urspr.)

(Ers.f.):

(Ers.d.):



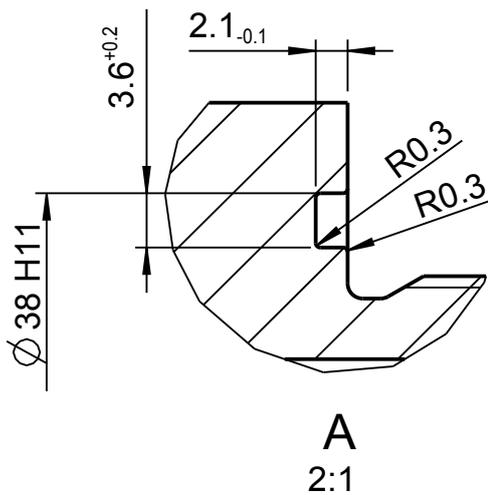
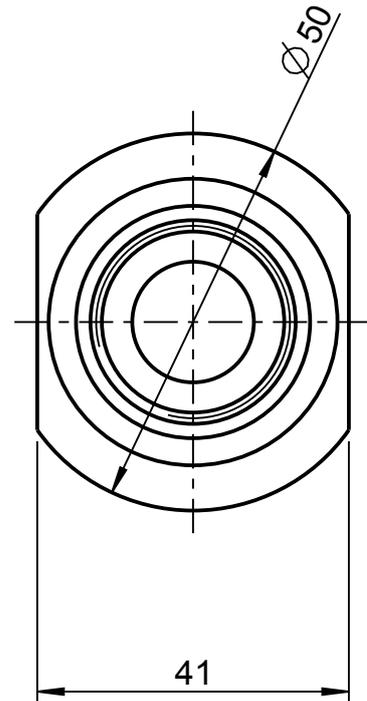
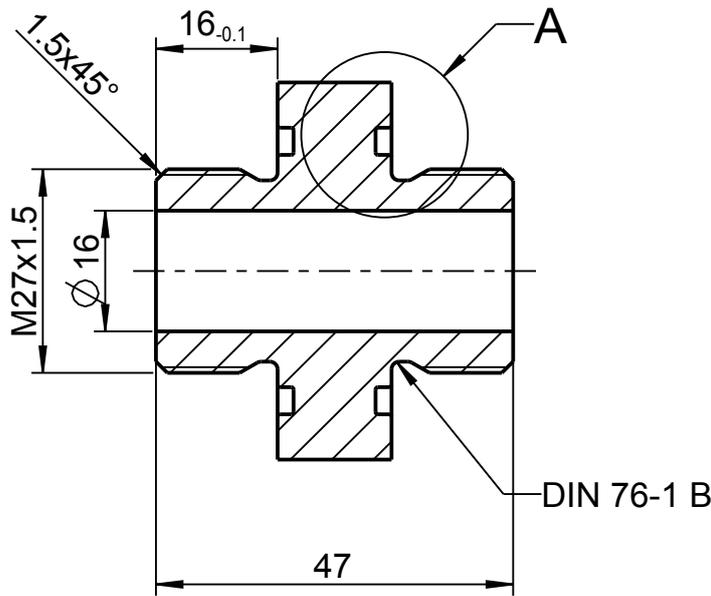
Dateiname des Zeichnungsobjektes: EINSATZ_ENTNAHMESONDE_00				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: EINSATZ_ENTNAHMESONDE				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 1		Gew.: kg
						Werkstoff: Polyethylen HD		Halbzeug: -		
				Datum		Name		Benennung:		
				Bear. 20.03.2013		RAKUSCH		Einsatz Entnahmesonde		
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer:		Blatt 1
								-		1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)				(Ers.f.):		(Ers.d.):	



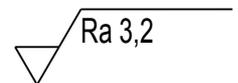
Standardstückliste (DIN 6771-A) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe

1	2	3	4	5	6
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (Dateiname)	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	ET	Aufnahme Entnahme (AUFNAHME_ENTNAHME_02)	-	X6CrNiTi18-10 -
2	1	BG	Entnahmesonde (ENTNAHMESONDE_02)	-	-
3	1	ET	Überwurfmutter M14x1.5 (UEBERWURFMUTTER_C_M08L_M14X1_5)	-	-
4	1	ET	Einsatz Entnahmesonde (EINSATZ_ENTNAHMESONDE_00)	-	-
5	3	ET	Zylinderschraube (DEI4762_0060_0350_88)	ISO 4762 - M6x35 -	8.8 -

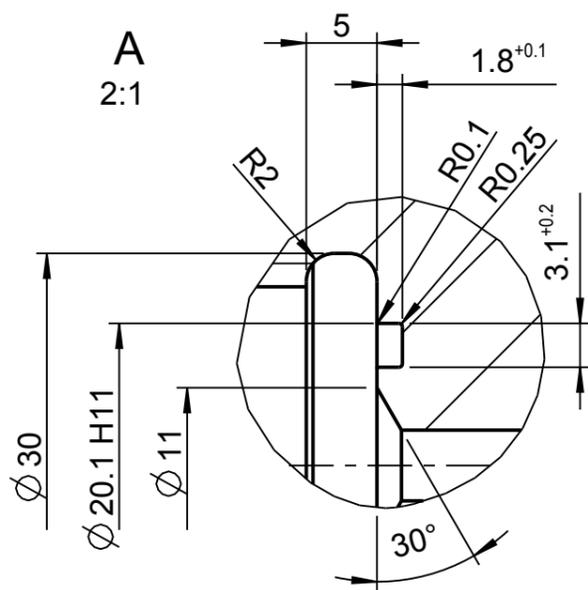
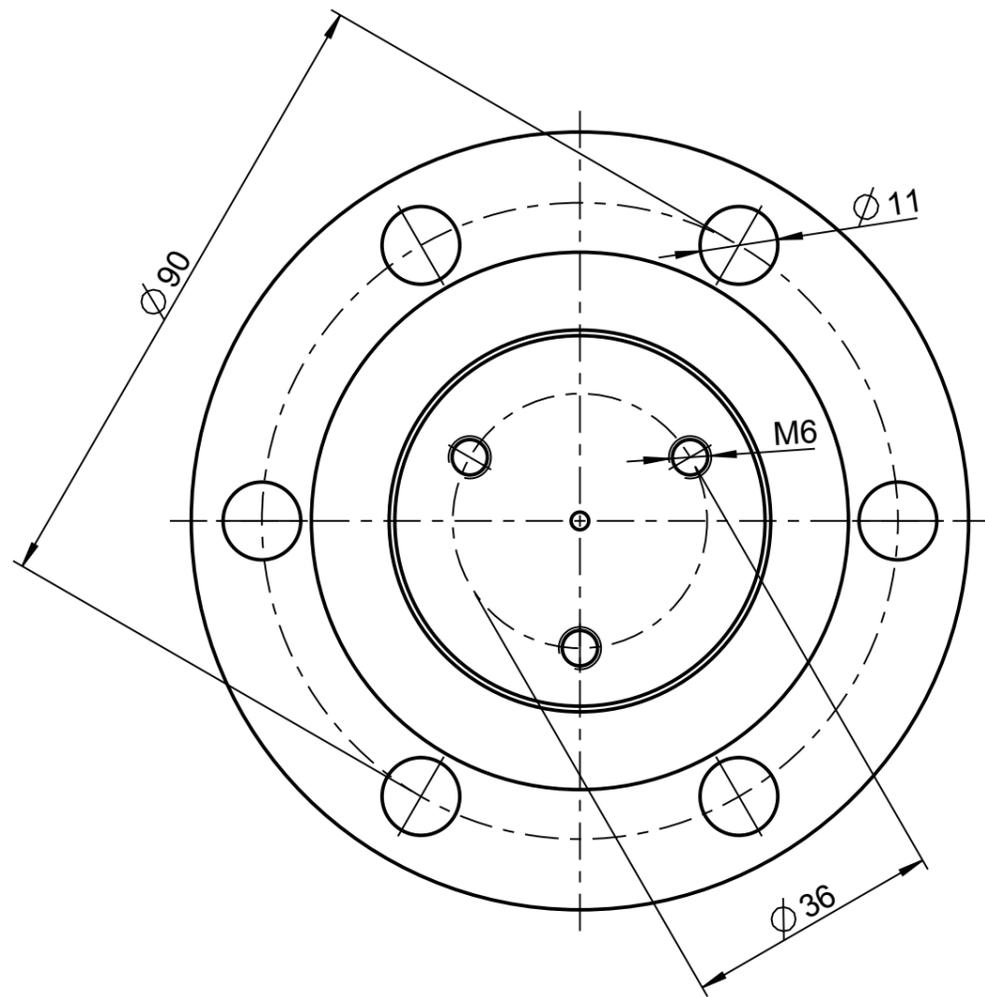
Dateiname des Zeichnungsobjektes: ENTNAHMESTELLE			Dateityp: ASSEM		Dateiname der Zeichnung: ENTNAHMESTELLE	
			Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Maßstab 1 : 1	
			Werkstück -kanten DIN 6784		Gew.: kg	
			Datum		Werkstoff: Halbzeug: -	
			Name		Benennung: Entnahmestelle -	
			Bear. - -			
			Gepr. - -			
			Norm			
			TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -	
					Blatt 1 1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)	(Ers.f.):	(Ers.d.):	



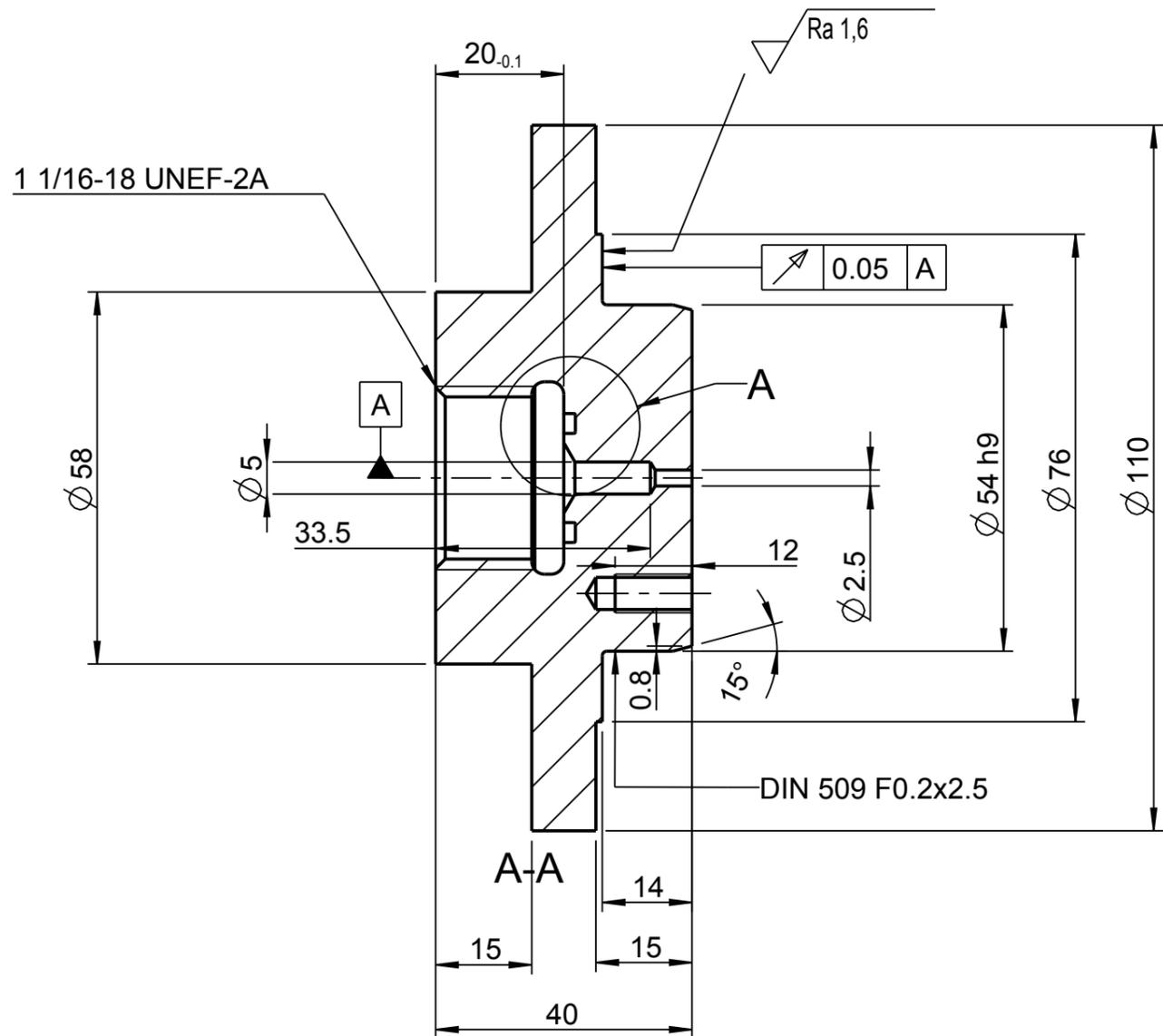
Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
38 H11	38.160	38.000



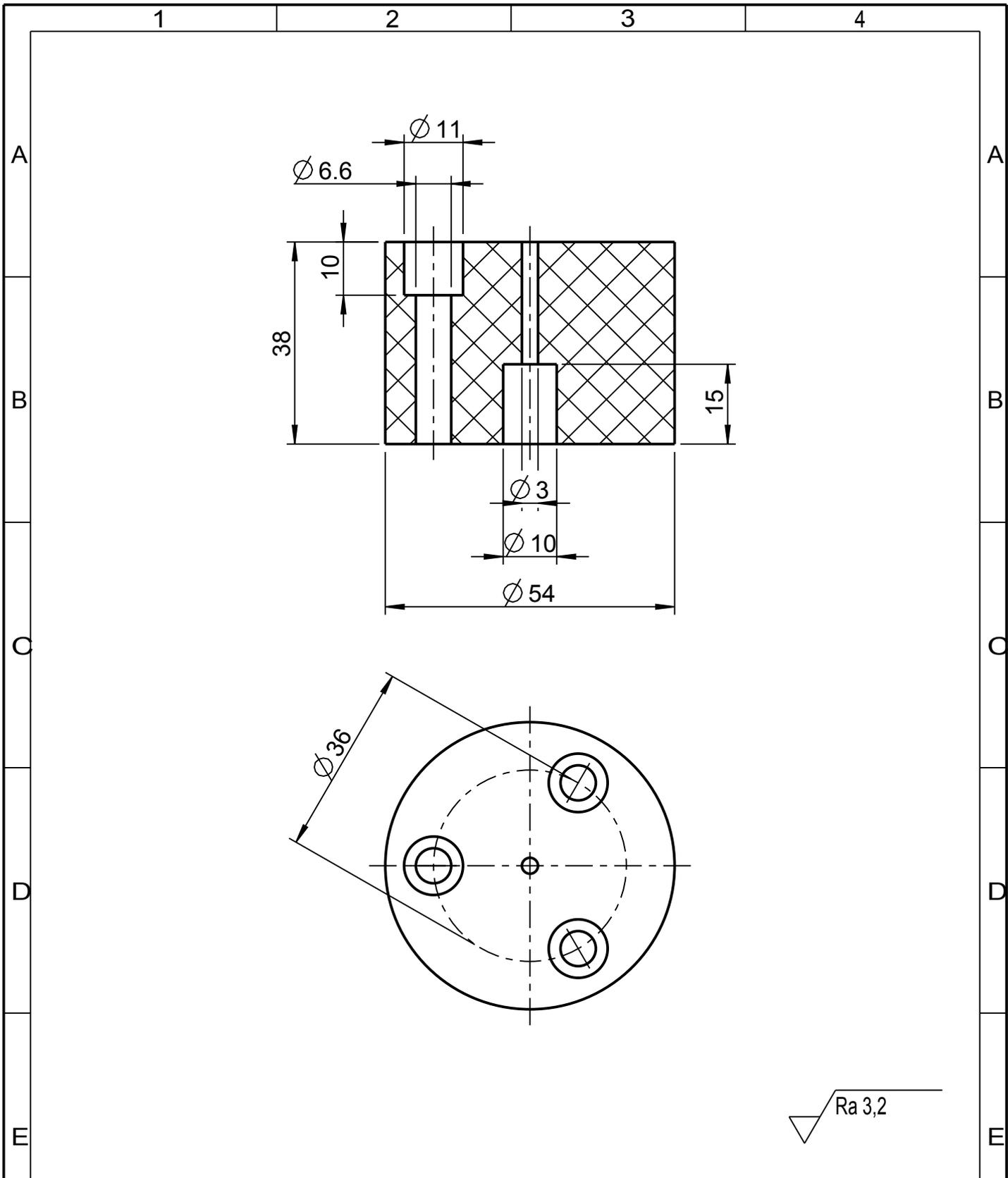
Dateiname des Zeichnungsobjektes: VERBINDUNGSTUTZEN_ENTNAHME_02				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: ZWISCHENSTUECK				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 1		Gew.: kg
				Datum		Name		Werkstoff: X6CrNiTi18-10		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH		Halbzeug: -		
				Gepr. -		-		Benennung: Verbindungsstück Entnahme		
				Norm		-				
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



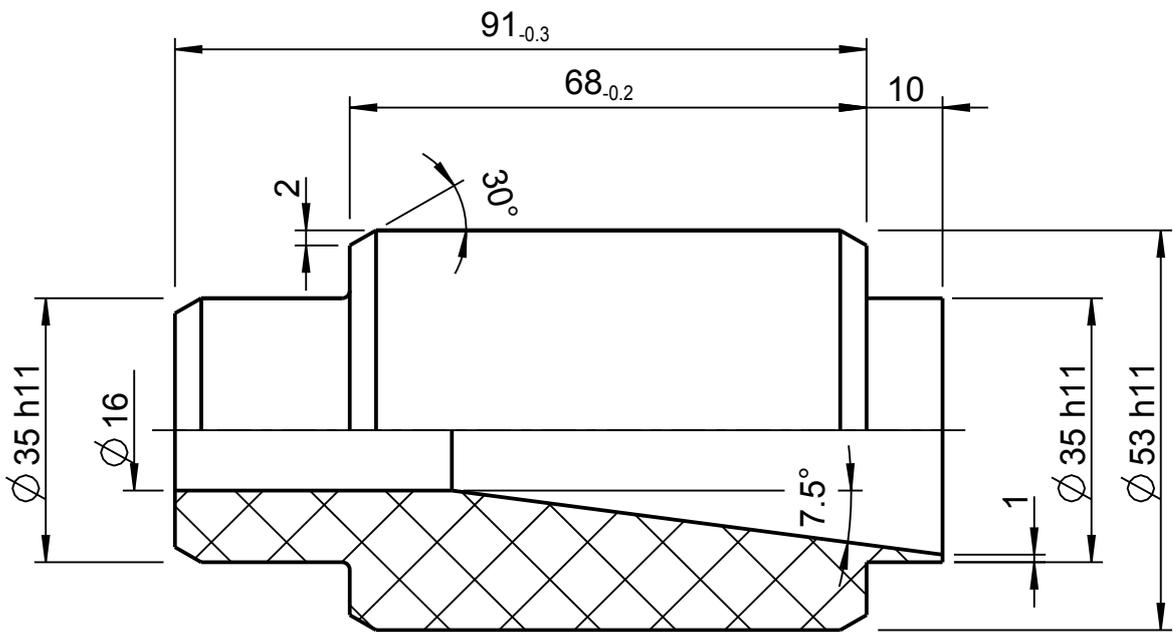
Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
20.1 H11	20.230	20.100
54 h9	54.000	53.926



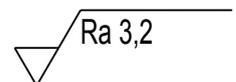
Dateiname des Zeichnungsobjektes: AUFNAHME_SBE		Dateityp: PART	Dateiname der Zeichnung: AUFNAHME_SBE	
Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784	Maßstab 1 : 1	Gew.: kg
Datum 20.06.2013		Name RAKUSCH	Werkstoff: X6CrNiTi18-10 Halbzeug: -	
Bear.		Benennung: Aufnahme SBE		
Gepr.		-		
Norm		-		
Zust.		TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -
Änderung				Blatt 1 1 Bl.
Datum		(Ers.f.):		(Ers.d.):
Nam.(Urspr.)				



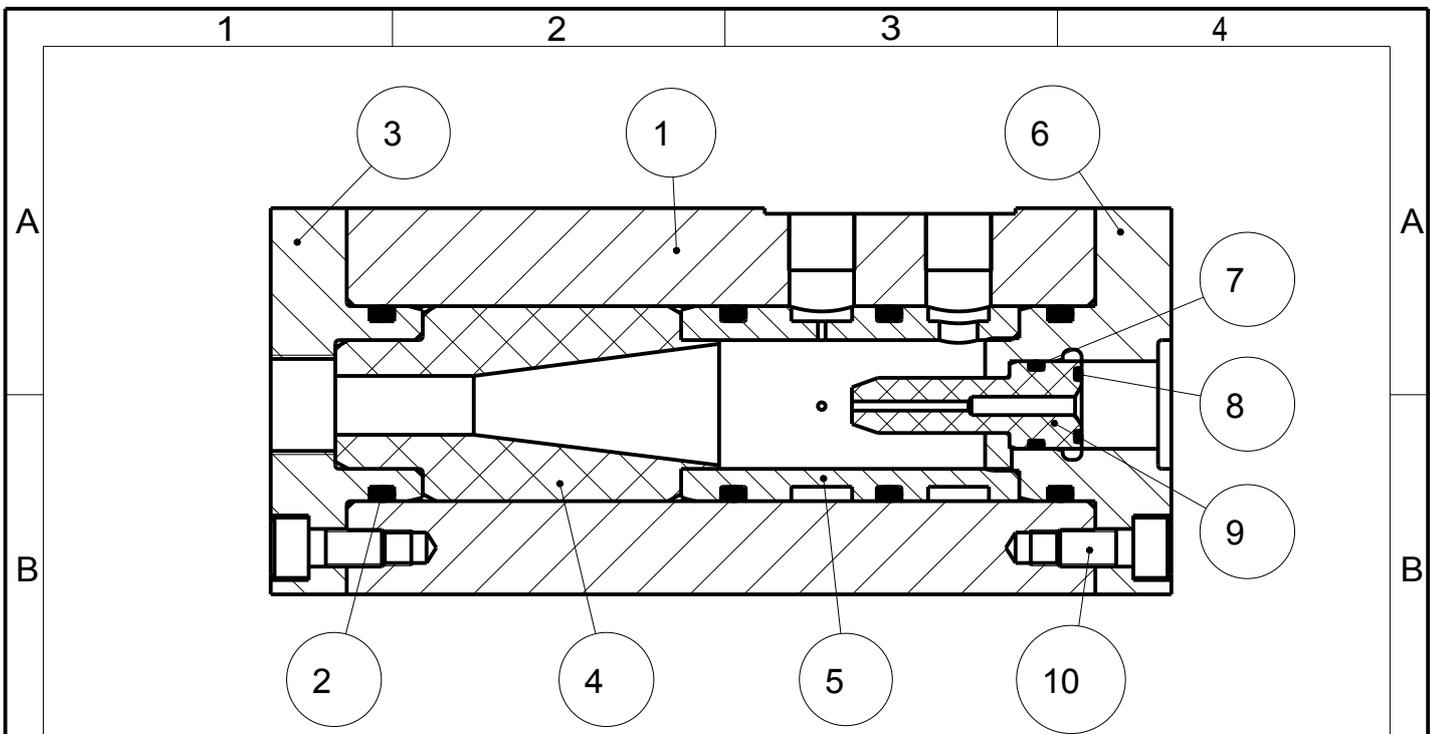
Dateiname des Zeichnungsobjektes: EINSATZ_SBE				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: EINSATZ_SBE				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 1		Gew.: kg
						Werkstoff: Polyethylen HD				
						Halbzeug: -				
				Datum		Name		Benennung: Einsatz SBE -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -		Blatt 1 1 Bl.		
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)			(Ers.f.):		(Ers.d.):		



Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
35 h11	35.000	34.940
53 h11	53.000	52.940



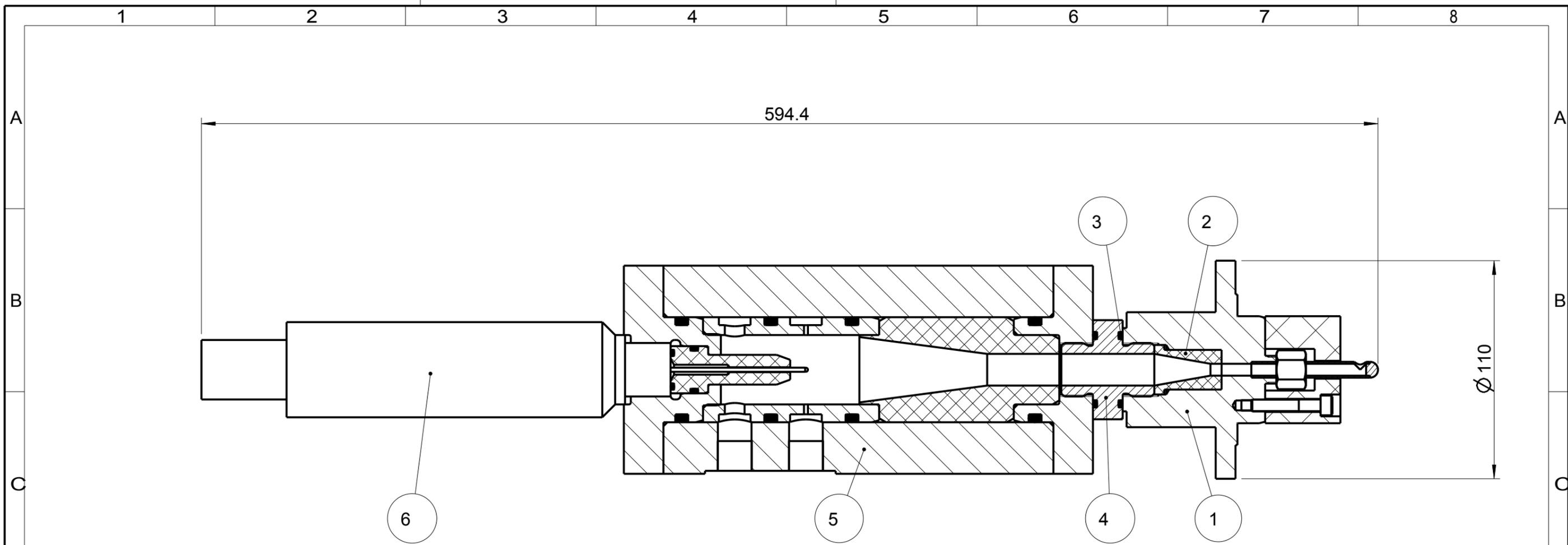
Dateiname des Zeichnungsobjektes: DIFFUSOR_02				Dateityp: PART		Dateiname der Zeichnung: DIFFUSOR_KALORIMETER				
				Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S		Werkstück -kanten DIN 6784		Maßstab 1 : 1		Gew.: kg
								Werkstoff: Polyethylen HD		
								Halbzeug: -		
				Datum		Name		Benennung: Diffusor Kalorimeter -		
				Bear. 20.06.2013		RAKUSCH				
				Gepr. -		-				
				Norm						
				TU Graz HFM				Zeichnungsnummer: -		Blatt 1
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



Standardstückliste (DIN 6771-A) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe

1	2	3	4	5	6
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (Dateiname)	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	ET	Kalorimeter Gehäuse (KALORIMETER_GEHAEUSE_)	- -	no material -
2	4	ET	O-Ring Ø45x5 (O_RING_RADIAL_45X5)	- -	no material -
3	1	ET	Kalorimeter Deckel Unten (KALORIMETER_DECKEL_OBEN_)	- -	no material -
4	1	ET	Diffusor Kalorimeter (DIFFUSOR_02)	- -	Polyethylen HD -
5	1	ET	Messkammer (KALORIMETER_MESSKAMMER_)	- -	no material -
6	1	ET	Kalorimeter Deckel Oben (KALORIMETER_DECKEL_UNTEN_)	- -	no material -
7	1	ET	O-Ring Ø19.2x3 (O_RING_RADIAL_19_2X3)	- -	no material -
8	1	ET	O-Ring Ø15.3x2.4 (O_RING_AXIAL_15_3X2_4)	- -	no material -
9	1	ET	SBE Führungsbuchse (KALORIMETER_FUEHRUNGSBUCHSE_)	- -	no material -
10	20	ET	Zylinderschraube (DEI4762_0100_0200_88)	ISO 4762 - M10x20 -	8.8 -

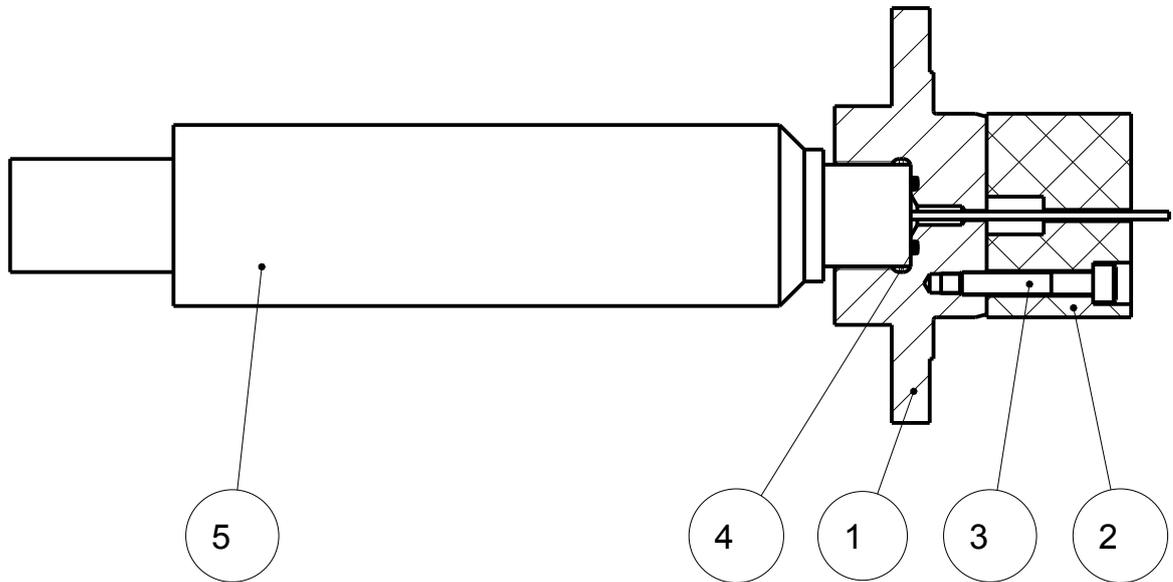
Dateiname des Zeichnungsobjektes: KALORIMETER_02			Dateityp: ASSEM	Dateiname der Zeichnung: KALORIMETER	
			Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S	Werkstück -kanten DIN 6784	Maßstab 1 : 2 Gew.: kg
			Datum	Name	Werkstoff: Halbzeug: -
			Bear. -	-	Benennung: Kalorimeter -
			Gepr. -	-	
			Norm	-	
			TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -
					Blatt 1 1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)	(Ers.f.:	(Ers.d.:



Standardstückliste (DIN 6771-A) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe

1	2	3	4	5	6
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (Dateiname)	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	BG	Entnahmestelle (ENTNAHMESTELLE)	-	-
2	1	ET	Diffusor Entnahmesonde (DIFFUSOR_ENTNAHME_02)	-	Polyethylen HD
3	2	ET	O-Ring Ø32.99x2.63 (O_RING_AXIAL_33X2_6)	-	no material
4	1	ET	Verbindungsstück Entnahme (VERBINDUNGSTUTZEN_ENTNAHME_02)	-	X6CrNiTi18-10
5	1	BG	Kalorimeter (KALORIMETER_02)	-	-
6	1	ET	SBE 3 (SEABIRD_SBE3)	-	no material

Dateiname des Zeichnungsobjektes: ENTNAHME_02			Dateityp: ASSEM	Dateiname der Zeichnung: MESSTYP_ENTNAHME	
		Allgemeintol. DIN ISO 2768-m-S	Werkstück -kanten DIN 6784	Maßstab 1 : 2	Gew.: kg
			Datum	Benennung: Messtyp Entnahme	
			Bear. -		
			Gepr. -		
			Norm		
			TU Graz HFM		Zeichnungsnummer: -
					Blatt 1 1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.(Urspr.)		(Ers.f.): (Ers.d.):



Standardstückliste (DIN 6771-A) / alle Objekte der obersten (aktuellen) Baugruppe

1	2	3	4	5	6
Lfd. Nr.	Menge	Einheit	Benennung (Dateiname)	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	ET	Aufnahme SBE (AUFNAHME_SBE)	-	X6CrNiTi18-10
2	1	ET	Einsatz SBE (EINSATZ_SBE)	-	-
3	3	ET	Zylinderschraube (DEI4762_0060_0350_88)	ISO 4762 - M6x35	8.8
4	1	ET	O-Ring Ø15.3x2.4 (O_RING_AXIAL_15_3X2_4)	-	no material
5	1	ET	SBE 3 (SEABIRD_SBE3)	-	no material

Dateiname des Zeichnungsobjektes:
MESSTYP_DIREKT

Dateityp:
ASSEM

Dateiname der Zeichnung:
MESSTYP_DIREKT

Allgemeintol.
DIN ISO
2768-m-S

Werkstück
-kanten
DIN 6784

Maßstab **1 : 2**

Gew.: kg

Werkstoff:
Halbzeug: -

	Datum	Name
Bear.	-	-
Gepr.	-	-
Norm		

Benennung:
Messtyp Direkt

TU Graz
HFM

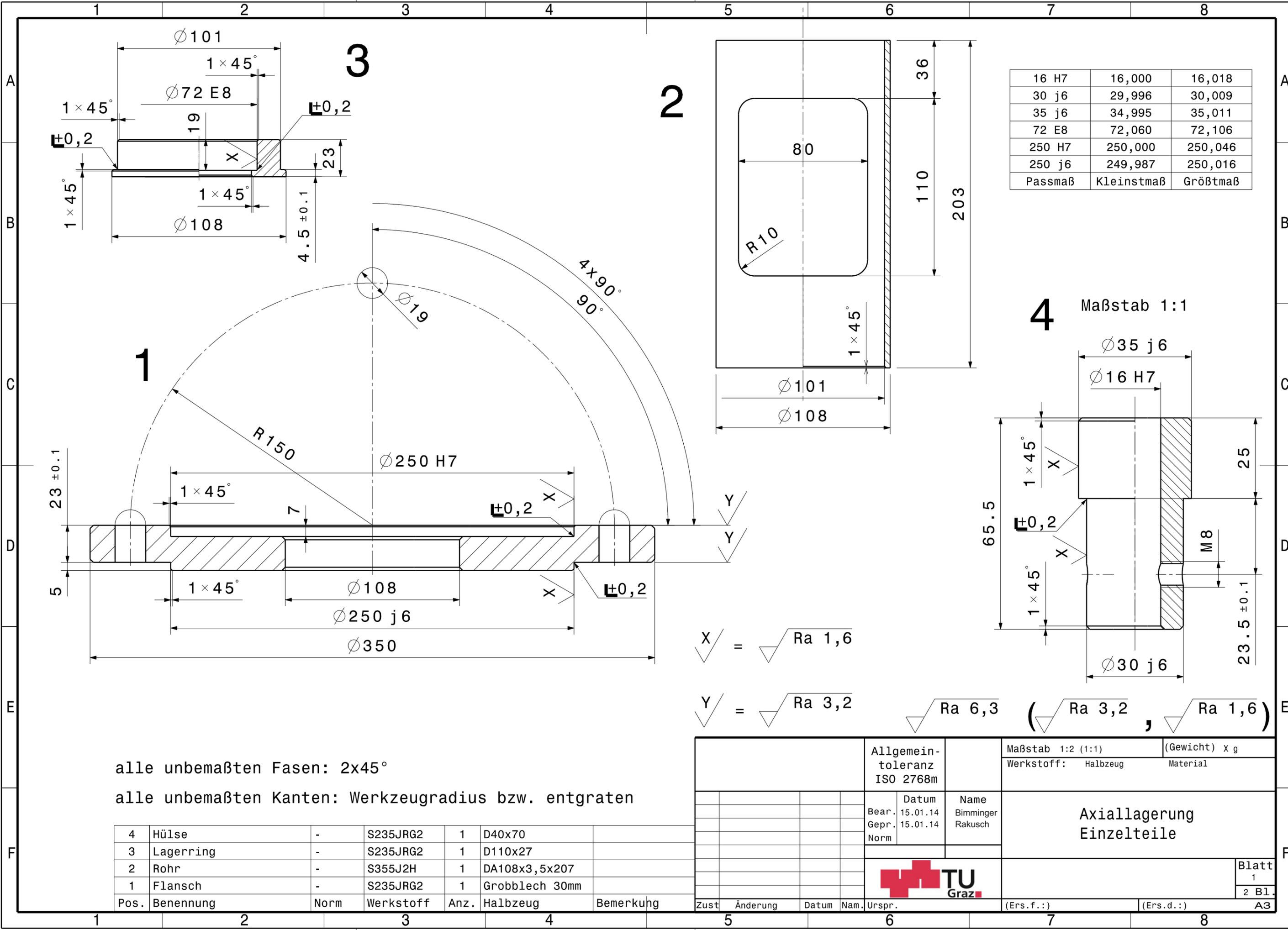
Zeichnungsnummer:
-

Blatt 1
1 Bl.

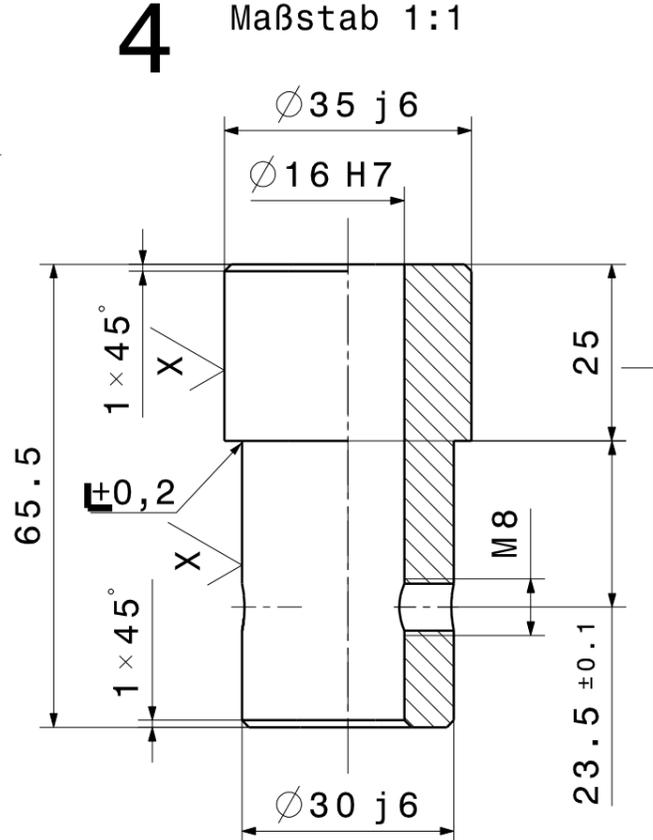
Zust. Änderung Datum Nam.(Urspr.)

(Ers.f.):

(Ers.d.):



16 H7	16,000	16,018
30 j6	29,996	30,009
35 j6	34,995	35,011
72 E8	72,060	72,106
250 H7	250,000	250,046
250 j6	249,987	250,016
Passmaß	Kleinstmaß	Größtmaß



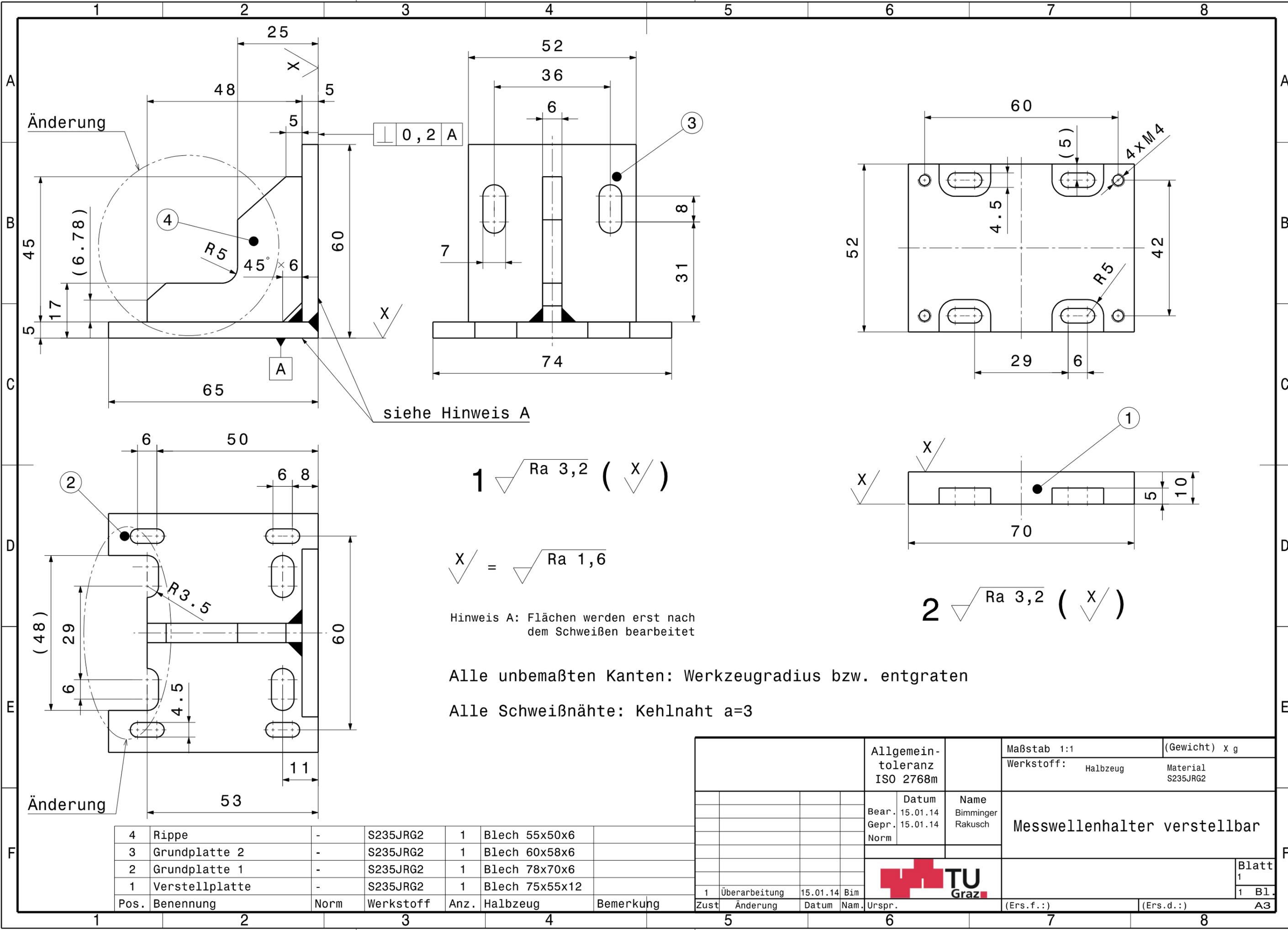
X = $\sqrt{\text{Ra } 1,6}$

Y = $\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ $\sqrt{\text{Ra } 6,3}$ ($\sqrt{\text{Ra } 3,2}$, $\sqrt{\text{Ra } 1,6}$)

alle unbemaßten Fasen: 2x45°
 alle unbemaßten Kanten: Werkzeugradius bzw. entgraten

Pos.	Benennung	Norm	Werkstoff	Anz.	Halbzeug	Bemerkung
4	Hülse	-	S235JRG2	1	D40x70	
3	Lagerring	-	S235JRG2	1	D110x27	
2	Rohr	-	S355J2H	1	DA108x3,5x207	
1	Flansch	-	S235JRG2	1	Grobblech 30mm	

				Allgemeintoleranz ISO 2768m		Maßstab 1:2 (1:1)		(Gewicht) x g	
				Datum		Werkstoff: Halbzeug		Material	
				Bear. 15.01.14		Name Bimminger		Axiallagerung Einzelteile	
				Gepr. 15.01.14		Rakusch			
				Norm		TU Graz		Blatt 1	
				Zust		(Ers.f.:)		(Ers.d.:)	
				Änderung		A3			



Änderung

0,2 A

siehe Hinweis A

1 $\sqrt{Ra\ 3,2}$ (X/)

X/ = $\sqrt{Ra\ 1,6}$

Hinweis A: Flächen werden erst nach dem Schweißen bearbeitet

Alle unbemaßten Kanten: Werkzeugradius bzw. entgraten

Alle Schweißnähte: Kehlnaht a=3

2 $\sqrt{Ra\ 3,2}$ (X/)

Änderung

4	Rippe	-	S235JRG2	1	Blech 55x50x6	
3	Grundplatte 2	-	S235JRG2	1	Blech 60x58x6	
2	Grundplatte 1	-	S235JRG2	1	Blech 78x70x6	
1	Verstellplatte	-	S235JRG2	1	Blech 75x55x12	
Pos.	Benennung	Norm	Werkstoff	Anz.	Halbzeug	Bemerkung

				Allgemeintoleranz ISO 2768m		Maßstab 1:1		(Gewicht) x g	
						Werkstoff: Halbzeug		Material S235JRG2	
				Datum 15.01.14		Name Bimminger Rakusch		Messwellenhalter verstellbar	
				Gepr. 15.01.14					
				1 Überarbeitung		15.01.14 Bim		Blatt 1	
				Zust. Änderung		Datum Nam.		1 B1.	
						TU Graz		A3	
						(Ers.f.:)		(Ers.d.:)	