Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre
Montanuniversität Leoben



Diplomarbeit

Konzipierung einer Travesiereinheit zur Aufnahme von Strömungsmessgrößen an Naturzugkühltürmen

---

Vorgelegt von: Ing. Marco Andreas Rauter
Matrikelnummer: m0635007
Vorgelegt am: 26.Oktober 2014

Betreuer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Franz Kessler
Fachbereich: Maschinenbau, Fördertechnik
Satz & Druck: LaTeX

Danksagung

Ich danke meinem Betreuer Herrn Franz Kessler vom Institut für Fördertechnik der Montanuniversität Leoben für die Betreuung während der Erstellung dieser Diplomarbeit.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Kommilitonen Gerhard Pertiller, gemeinsam verbrachten wir monatelange Revisionen während der Sommerferien des Studiums in einem der größten nuklear befeuerten Dampfkraftwerke Europas. Auf diesem Nährboden der Kraftwerks- und Energietechnik als Disziplinen des Maschinenbaus machten wir uns viele Gedanken zu möglichen Effizienzsteigerungen. Als Ergebnis verfassen wir nun unsere studentischen Arbeiten als Teilbereiche für ein gemeinsames Projekt, das wir mit großem Interesse verfolgen.

Ein besonderes Dankeschön gilt meinen Eltern, mit deren Hilfe mir ein (finanz-)sorgenfreies Studium möglich war.

Marco Andreas Rauter

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, Marco Andreas Rauter, dass ich die vorliegende Arbeit mit dem Thema: „Konzipierung einer Travesiereinheit zur Aufnahme von Strömungsmessgrößen an Naturzugkühltürmen“ ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst, nur die angegebenen Quellen verwendet wurden und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Affidavit

I declare, that I wrote this report and performed the assosciated research myself, using only literature cited in this volume.

.....

Marco Andreas Rauter Leoben, 26. Oktober 2014

Kurzfassung

Zur Erfassung der Luftströmung an der Einlaufseite eines Nasskühlturmes wird ein Sensor für die Ermittlung der vektoriellen Strömungsgeschwindigkeit und der sich daraus ergebenden Turbulenzgrößen benötigt.

Für die Bereitstellung der Messdaten muss der Sensor entlang der Einströmöffnung des Kühlturmes bewegt werden. Für diesen Zweck wurde ein mobiles Fördersystem entwickelt, welches keine baulichen Eingriffe am bestehenden Bauwerk erfordert und die Messung möglichst unbeeinflusst lässt.

Die Position des Sensors ist eine Messgröße und wird vom Positionierungssystem bereitgestellt. Größe und Gewicht des Positionierungssystems ist mit einem PKW-Anhänger transportierbar um kurzfristig und kostengünstig eine Überstellung zu gewährleisten.

Es wurde ein Konzept ausgebreitet, welches der Aufgabe, hinsichtlich Standsicherheit, mechanischer Festigkeit, Wegmesssystem und einem entsprechend dimensioniertem Antriebssystem gerecht wird.

Weiters wurden Konstruktions sowie Zusammenstellungszeichnungen und eine Kostenabschätzung für den Bau eines Prototypen erstellt werden.

Abstract

To detect the airflow at the inlet of a wet cooling tower, a sensor should measure the vectorial flow velocity and the resulting turbulence parameters.

For this measurement procedure a suitable conveyor system was designed that does not interfere with the airflow itself and that requires any fix installation at the cooling tower.

Furthermore a distance measurement was integrated to provide the position of the sensor. Dimensions and weight of the conveyor are transportable by a usual car trailer.

The design accords to stability against collapse, rules of mecanical integraty and rating of the drivetrain.

Part and assembly drawings and the estimated costs for a prototype are also included.

Nomenklatur

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
Q	Wärmemenge	J=W·s
m	Masse	kg
P	Leistung	W
U	Spannung	V
I	Strom	A
T	Temperatur	K bzw.°C
t	Zeit	s
V	Volumen	m^3
p	Druck	Pa bzw. mbar
ρ	Dichte	kg/m^3
F	Luftfeuchte	g/m^3
h	spez. Enthalpie bezogen auf Masse tr. Luft	kJ/kg
x	Wasserbeladung bezogen auf tr. Luft	g/kg
u, v, w	Geschwindigkeit	m/s
$\dot{\omega}$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
H_{eff}	effektive Kühlturmhöhe	m
A	Fläche	m^2
d bzw. D	Durchmesser	m
Δ	Differenz	-
c_w	Wärmekapazität von Wasser	kJ/(kg·K)
c_w, ζ	Widerstandsbeiwert	-
ν	Kinematische Zähigkeit	m^2/s
k	Federkonstante	N/m
M	Moment	$N \cdot m$
I	Trägheitsmoment	$kg \cdot m^2$
R	Gaskonstante	J/(kg·K)
Re	Reynoldszahl	-
I	Flächenträgheitsmoment	m^4
W	axilaes Widerstandsmoment	m^3
F	Kraft	N
E	E-Modul	MPa
R_p	Proportionalitätsgrenze	MPa

Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
s	Sicherheit	-
δ_f	relativer Fehler	-
w'	Winkel der Biegelinie	rad
w	Absenkung Biegelinie	m
σ	Spannung	MPa
λ	Schlankheitsgrad	-

Konstanten

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
g	Erdbeschleunigung	$9.81\,\mathrm{m/s^2}$
ρ_L	Luftdichte bei Standardatmosphäre	$1.2\,\mathrm{kg/m^3}$

Indices

Abkürzung	Bedeutung
Ein	Eintritt
Aus	Austritt
zu	Zuluft
ab	Abluft
stat	Statisch
dyn	Dynamisch
abs	Absolut
rel	Relativ
E	Einspannmoment
M	Mast
L	Laufwagen
W	Wind

Kopfzeiger

Abkürzung	Bedeutung
.	zeitbezogen

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
v.M.	vom Messwert
r.F.	relative Feuchte

Vorwort

In den Ingenieurswissenschaften ist es üblich, Auslegungen mithilfe empirisch festgestellten Werten oder Erfahrungswerten zu treffen. Beispiele dafür sind Windlasten bei Gebäuden, komplexe Lastkollektive, Sicherheitsbeiwerte und viele weitere Parameter, bei denen eine genauere Betrachtung zu zeitraubend beziehungsweise zu umfangreich ist. Dies hat auch seine Berechtigung, jedoch ist die Kenntnis der genau vorliegenden Verhältnisse essentiell um genaue Vorhersagen bzw. Optimierungen und auch das Verständnis von Problemstellungen überhaupt zu ermöglichen.

Abbildung 0.1 zeigt schematisch einen Topologieoptimierungsvorgang für ein strukturmechanisches Bauteil sowie die Strömungsoptimierung eines Lüftungsproblems.

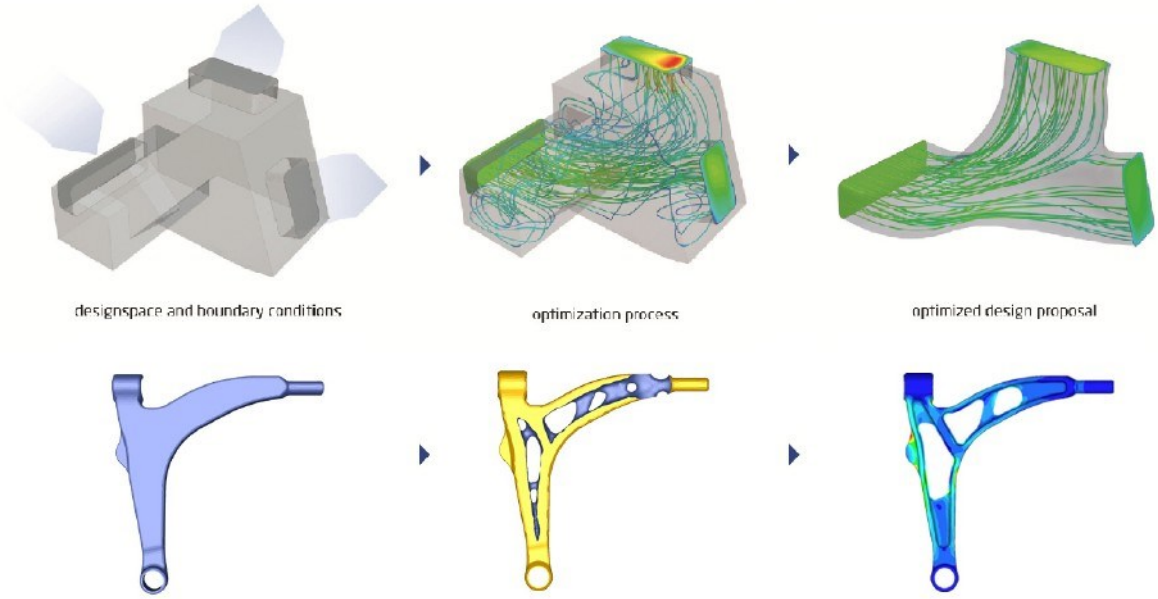


Abbildung 0.1: Beispiele für Optimierungsvorgänge [29]

Da die Rechenkapazität in der letzten Dekade stark angestiegen ist und daher die numerischen Simulation der Navier Stokes´schen Gleichungen und der dazugehörigen Turbulenzmodelle von fluiddynamischen Problemen ermöglicht wurde, stellt sich nun die Frage wie z.B. Geschwindigkeitsfelder als Eingangsgröße beziehungsweise zur Validierung gemessen werden können.

In der Strukturmechanik könnte man als Pendant die Erfassung von Last-Zeit-Kollektiven ansehen, welche beispielsweise im Automobilbau zu einer genaueren Kenntnis der auftretenden Belastungen und dadurch zu einer optimierten Auslegung von Bauteilen geführt hat.

Ein plakatives Beispiel ist die Strömungsoptimierung von Tragflächen mit Winglets, welche den induzierten Luftwiderstand von Tragflächen minimieren. Die Einsparung von Gewicht bzw. die Minimierung von schädlichen Widerständen senkt global den Energiebedarf in der Herstellung sowie im Betrieb.

Diese Entwicklungen zeigen, dass numerische Simulation und die genaue Kenntnis der Randbedingungen eines Systems zu technischen Verbesserungen führt und einhergehend zur Schonung der Ressourcen und somit zur Erhöhung der Lebensqualität auf unserem Planeten führen kann.

Abbildung 0.2 zeigt die erhöhte Abhängigkeit von Energieimporten. Der verantwortungsvolle Umgang mit Primärenergie gewinnt nicht nur ethisch sondern auch wirtschaftlich an Bedeutung. Entwicklungen zur Effizienzsteigerung haben daher großes Potential.

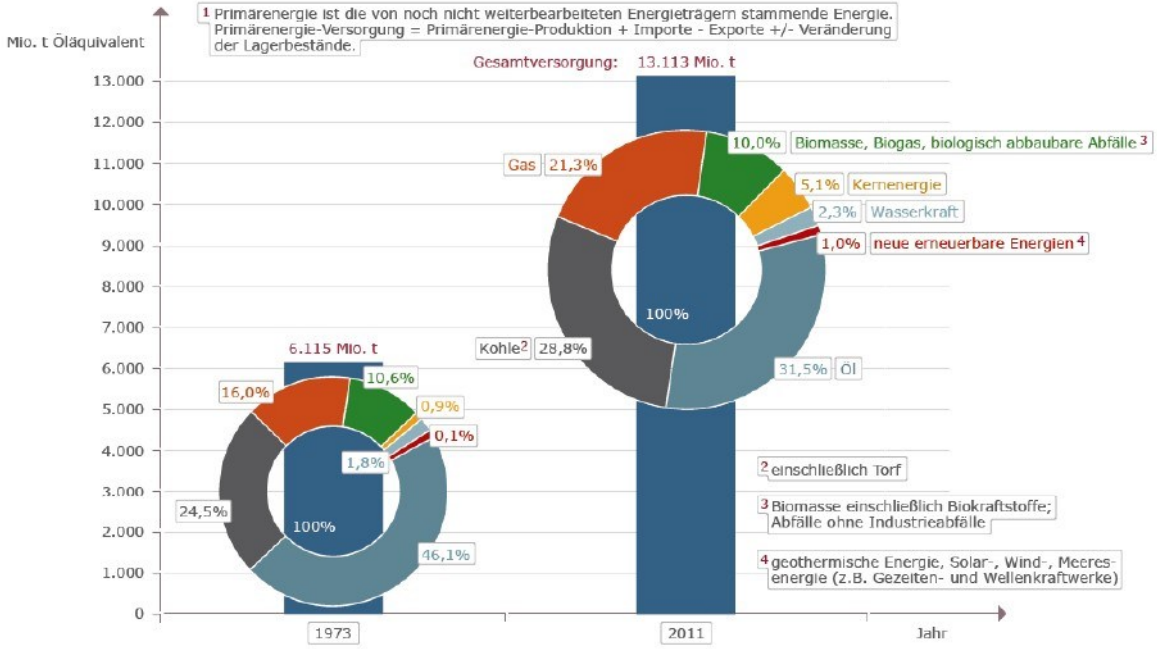


Abbildung 0.2: Primärenergie-Versorgung nach Energieträgern, Anteile in Prozent, Gesamtversorgung in Mio. t Öläquivalent, weltweit 1973 und 2011 [5]

Den Schluss, dass der technologische Fortschritt, der die effizientere Nutzung eines Rohstoffes erlaubt und zu geringerem Ressourcenverbrauch führt, hat aber William Stanley Jevons[1] bereits 1865 im Zusammenhang der Industrialisierung Englands mithilfe Kohle befeuerten Dampfmaschinen widerlegt. Letztlich führt die Effizienzsteigerung zu einer erhöhten Nutzung dieses Rohstoffes, anstatt sie zu senken. Dieser Effekt wird „Jevons Paradoxon“ oder in der Ökonomie als Rebound-Effekt bezeichnet.

Dieser Schluss ist in vielen Bereichen wie in der Verkehrsplanung, Energienetzen, Erdölförderung, Computertechnologie und selbst in der Versorgung mit Lebensmitteln zu beobachten.

[1] englischer Ökonom und Philosoph beschrieb diese Kausalität erstmalig 1865 in seinem Werk: The coal question [16].

Eine effizientere Nutzung eines Rohstoffes ermöglicht meist mehr Arbeit zu leisten und mehr Produkte herzustellen. Damit sind Preissenkungen verbunden, welche die Nachfrage ansteigen lassen und damit die ursprüngliche Effizienzsteigerung aufheben. Dies fördert zudem auch die Etablierung neuer Marktsegmente und Dienstleistungen.

Auf die Auswirkungen für unsere Umwelt, die wir als Spezies des Homo Sapiens damit zu verantworten haben, wird hier nicht eingegangen. Von technischer Seite jedoch kann die Frage, der immerwährenden Aktualität der Ressourcenverknappung mit dem ständigen Bestreben des technischen Fortschritts und besserer Nutzung von Energieformen beantworten werden, die der Menschheit als Werkzeug dienen können.

Abbildung 0.3 zeigt das Sankey-Diagramm[2] eines kalorischen Kraftwerkes.

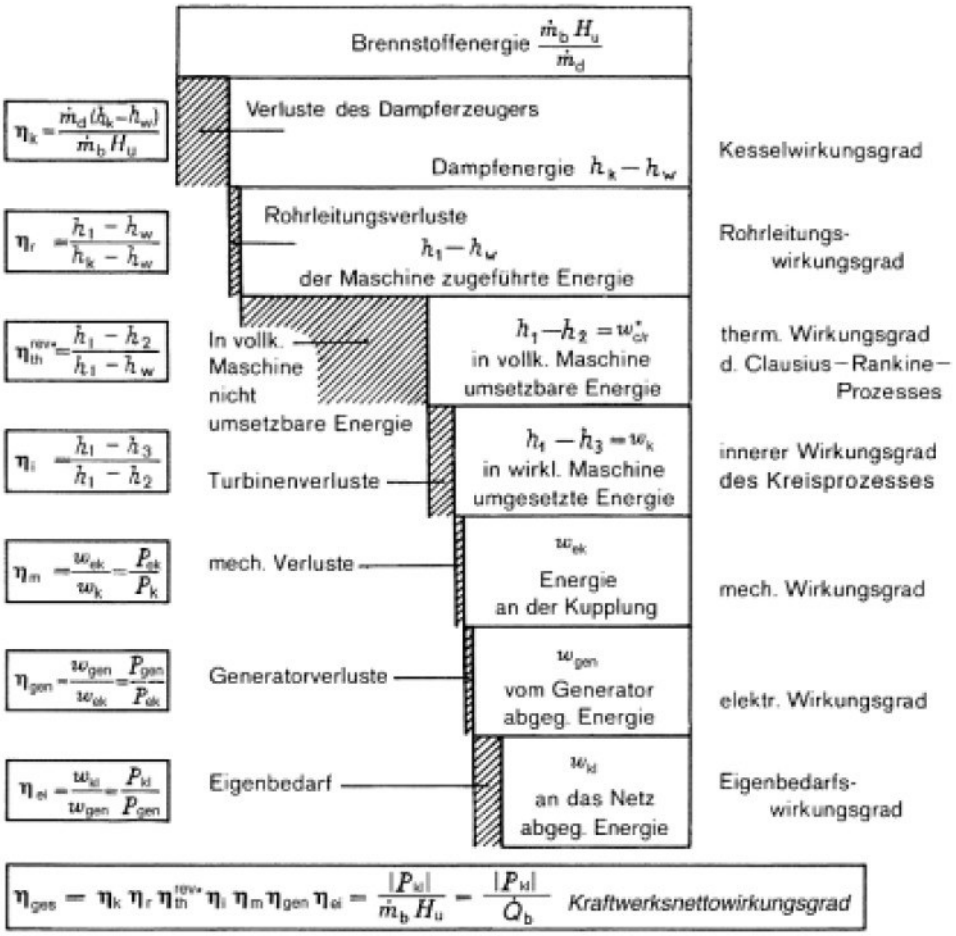


Abbildung 0.3: Energieflussbild einer Dampfkraftwerksanlage [6]

Deutlich zu sehen ist, dass ein Großteil der Energie des Kreisprozesses bei der Rückkühlung des Prozessdampfes „verloren“ geht, dies begrenzt den Anlagenwirkungsgrad maßgebend.

[2]Ein solches Energieflussbild hat erstmals der irische Ingenieur Captain Henry Riall Sankey 1898 veröffentlicht.

Die Themenstellung dieser Arbeit ist es, die Strömungsverhältnisse an einem Nasskühlturm eines Dampfkraftwerkes zu erfassen. Durch Optimierung der einlaufseitigen Strömung konnte die Kühlleistung und somit auch der Wirkungsgrad des Clausius Rankine Kreisprozesses deutlich verbessert werden.

An Dampfkraftwerksanlagen mit Laufzeiten über mehrere Jahrzehnte wurden während der Betriebszeit stets leistungssteigernde Maßnahmen durchgeführt. Tausch der Turbogruppe gegen neue Turbinen mit moderner Schaufelgeometrie aus temperaturbeständigeren Werkstoffen erlauben höhere Frischdampftemperaturen und Dampfvolumenströme was eine Erhöhung der thermischen Leistung des Reaktors zulässt. Dadurch entsteht bei den meisten Anlagen ein Flaschenhalseffekt an der Kühlgruppe. Ein Beispiel dafür ist die notwendige Leistungsreduzierung an heißen Sommertagen aufgrund der gesunkenen Reserven des Kühlkreislaufes.

Abbildung 0.4 zeigt die Entwicklungen und technischen Verbesserungen an Dampfkraftanlagen. Durch Erhöhung der Frischdampftemperaturen bzw. -drücke und gestiegener Materialqualitäten und der Verwendung von Speisewasser-Vorwärmung und Zwischenüberhitzung konnte der Kreisprozess immer besser carnotisiert werden.

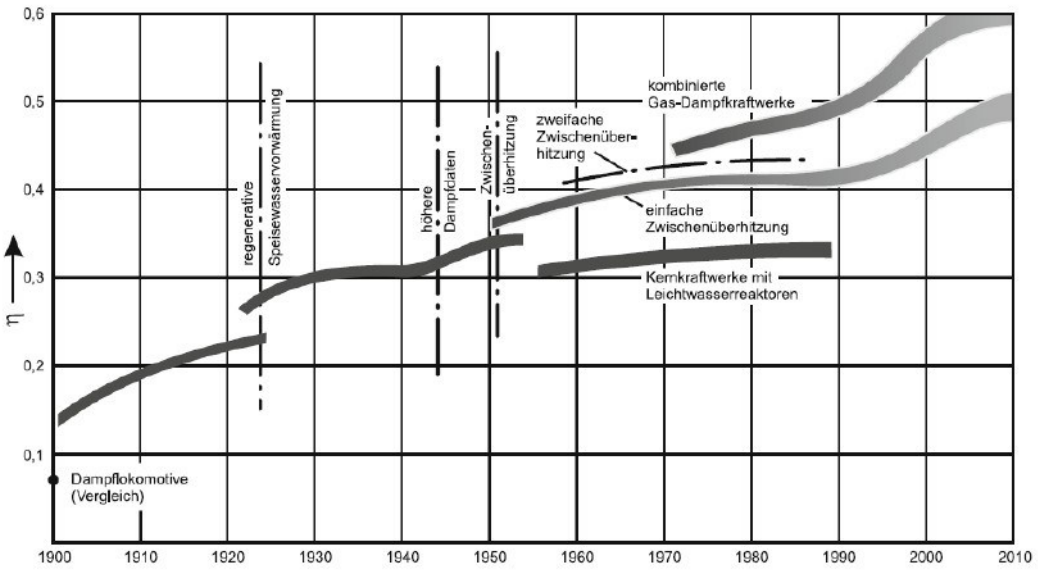


Abbildung 0.4: Anstieg des Wirkungsgrads η von Dampfkraftwerken im 20. Jahrhundert [2]

Durch strömungstechnische Adaptionen am Naturzugkühlturm einer Pilotanlage war es möglich den Durchsatz zu erhöhen. Dies erhöht die Kühlleistung und beeinflusst den Wirkungsgrad der Anlage. Der technische und wirtschaftliche Vorteil dieses Eingriffes hat das Potenzial zukünftig in bestehende Anlagen integriert zu werden bzw. revolutioniert die Bauart neuer Kühltürme. Um einen genaueren Einblick in die Strömungsvorgänge und um Daten für eine numerische Simulation zu erhalten, wurde ein Sensor konzipiert der es ermöglicht, neben Luftdruck, Temperatur und relativer Feuchte auch das Geschwindigkeitsfeld und die daraus abgeleiteten Turbulenzgrößen zu ermitteln.

Zu diesem Thema werden mehrere studentische Arbeiten verfasst, die sich mit folgenden Themen beschäftigen:

- Erstellung eines strömungstechnischen Modells für Kühltürme
- Implementierung von gemessenen Strömungsmessgrößen und CFD Simulation
- Konzipierung eines Kombinationssensors zur Aufnahme von Strömungsmessgrößen an Naturzugkühltürmen

und die vorliegende Arbeit die den vorhin genannten Sensor im Einlauf des Kühlturmes positionieren soll.

Der Aufbau dieser Diplomarbeit befasst sich einleitend mit dem Kühlturm und der beschriebenen Innovation. Dazu werden die Abläufe und Zusammenhänge der Kraftwerkstechnik erläutert, in dem speziell auf die Kühlkette eingegangen wird, um die physikalischen Vorgänge und die Auswirkungen zu beschreiben die durch die Strömungsoptimierung erzielt werden.

Das Kapitel Konstruktionsprozess beschreibt von der Zielsetzung über festigkeitstechnische Überlegungen den Weg zu einem funktionsfähigen Entwurf. Zu diesem Zweck wurde ein Modell der Beanspruchungen als Funktion verschiedener Parameter erstellt. Alle notwendigen technischen Zeichnungen befinden sich im Anhang dieser Arbeit. Eine Konstruktionsbeschreibung erläutert die Auswahl der Hauptkomponenten.

Abschließend werden die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse hinterfragt und auch alternative Lösungswege angesprochen. Eine kurze Zusammenfassung der technischen Leistungsdaten sowie eine Kostenabschätzung zum Bau des Prototyps komplettieren das Werk.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**

1.1 Kraftwerkstechnik . . . 5
1.2 Clausius Rankine Prozess . . . 7
1.3 Kondensator . . . 11
1.4 Kühlverfahren . . . 13
1.4.1 Durchlaufkühlung . . . 13
1.4.2 Nasskühlturm . . . 14
Adiabate Befeuchtung . . . 16
Kühlturmprozess . . . 18
1.4.3 Massnahmen zu Effizienzsteigerungen . . . 20
1.5 Abschätzung der Strömungsgeschwindigkeit . . . 22

2 Konstruktionsprozess **26**

2.1 Zielsetzung . . . 27
2.1.1 Geometrie . . . 29
2.1.2 Sensoreinheit . . . 30
2.2 Konzeptentwicklung . . . 32
2.2.1 Mastsystem . . . 35
2.3 Festigkeitsbetrachtung/ Dimensionierug . . . 36
2.3.1 a) Aufstellen des Mastes . . . 37
2.3.2 Biegung durch Eigengewicht . . . 37
2.3.3 Knickung durch Eigengewicht-Theoretische Masthöhe . . . 47
2.3.4 b) Betriebszustand . . . 50
2.3.5 Knickung durch Einzellast . . . 50
2.3.6 Biegung durch Schrägstellung . . . 55
2.3.7 Windlast . . . 57
2.3.8 Superposition der Biegelasten . . . 60
2.3.9 Tragfähigkeitsdiagramm . . . 61
2.4 Entwurf-Konstruktionsbeschreibung . . . 64
2.4.1 Anhänger . . . 65
2.4.2 Standsicherheit . . . 65
2.4.3 Rahmen und Stützfüße . . . 67
2.4.4 Schwenkeinheit . . . 68
2.4.5 Hubantrieb . . . 72
2.4.6 Wegmesssytem . . . 75
2.4.7 CFK-Komponenten . . . 76

3 Zusammenfassung **77**
3.1 Kritik 77
3.1.1 Mast 77
3.1.2 Berechnungen 78
3.1.3 Antrieb 78
3.1.4 Hydraulik und Elektrik 78
3.2 Technische Daten des Messanhängers 79
3.3 Kostenabschätzung 79
3.4 Konklusion 80

1 Einleitung

Erstmalig wurden Naturzugkühltürme 1916 von *Van Iterson* für die Zeche Emma der niederländischen Staatsminen gebaut.

Infolge ständig steigender Kraftwerksleistungen steigen auch die Abmessungen realisierter Kühltürme, derzeit werden Bauhöhen von bis zu 150 m und Basisdurchmesser von 120 m erreicht. Die Mindestwanddicke der Stahlbetonschalen beträgt 16 cm. Allein die Stahlarmierung für ein solches Bauwerk verschlingt rund 5600 t Stahl. Aus Festigkeitsaspekten ist eine solche Konstruktion mit einer Eierschale zu vergleichen wobei die Schale des Kühlturmes noch um den Faktor 10 dünner ist.

Charakteristisch ist daher die hyperbolische Form, welche sich aus Steifigkeitsgründen infolge der Membrantheorie[1] ergibt.

Weiters wirken sich mit wachsenden Baugrößen folgende Faktoren nachteilig aus:

- Windkräfte steigen in großen Höhen an
- Versteifende Schalenkrümmung sinkt mit der Baugröße
- Pfeiler am Lufteintritt unterliegen steigender Knickbeanspruchung
- Kühlwasser muss auf höheres Niveau, Pumpleistungsaufwand steigt
- Fundamentierung der schweren Betonschale ist aufwendig
- Bodensetzungen werfen ernste Probleme auf.

Eine Alternative stellen Seilnetzkonstruktionen dar. Diese sehen einen Mast in der Mitte vor, von dem Formringe durch ein tragendes Seilnetz gehalten werden. Die optimale Form des Hyperboloids ergibt sich, ähnlich wie bei einer auf zwei Ringen aufgespannten Seifenblase, automatisch infolge der Einnahme des Zustandes der geringsten Oberflächenenergie. Auf dieses Netz werden Platten aus Leichtbaustoffen befestigt. Diese haben im Vergleich zur Betonschale keine tragende Funktion und müssen nur den eigenen Massenkräften und den Strömungskräften standhalten.

Eine solche Lösung könnte infolge des geringeren Gewichtes höher gebaut werden und würde die mögliche Bauhöhe weiter nach oben verschieben.

Es existieren auch Mischbauweisen, sogenannte Hybridkühltürme, bei diesen wird der Luftzug durch einen Ventilator unterstützt. Jedoch kommen diese nur zum Einsatz, wenn ein Naturzugkühlturm aus bautechnischen Gründen nicht errichtet werden kann, da der zusätzliche Energieaufwand zur Ventilation den Wirkungsgrad verschlechtert.

[1] Weiterführende Literatur zum Thema Baubionik bietet das Werk des Architekten (Otto Frei, Natürliche Konstruktion. Formen und Konstruktionen in Natur und Technik und Prozesse ihrer Enstehung). [22]

Abbildung 1.1 zeigt einen Naturzug-Nasskühlturm konventioneller Bauweise.

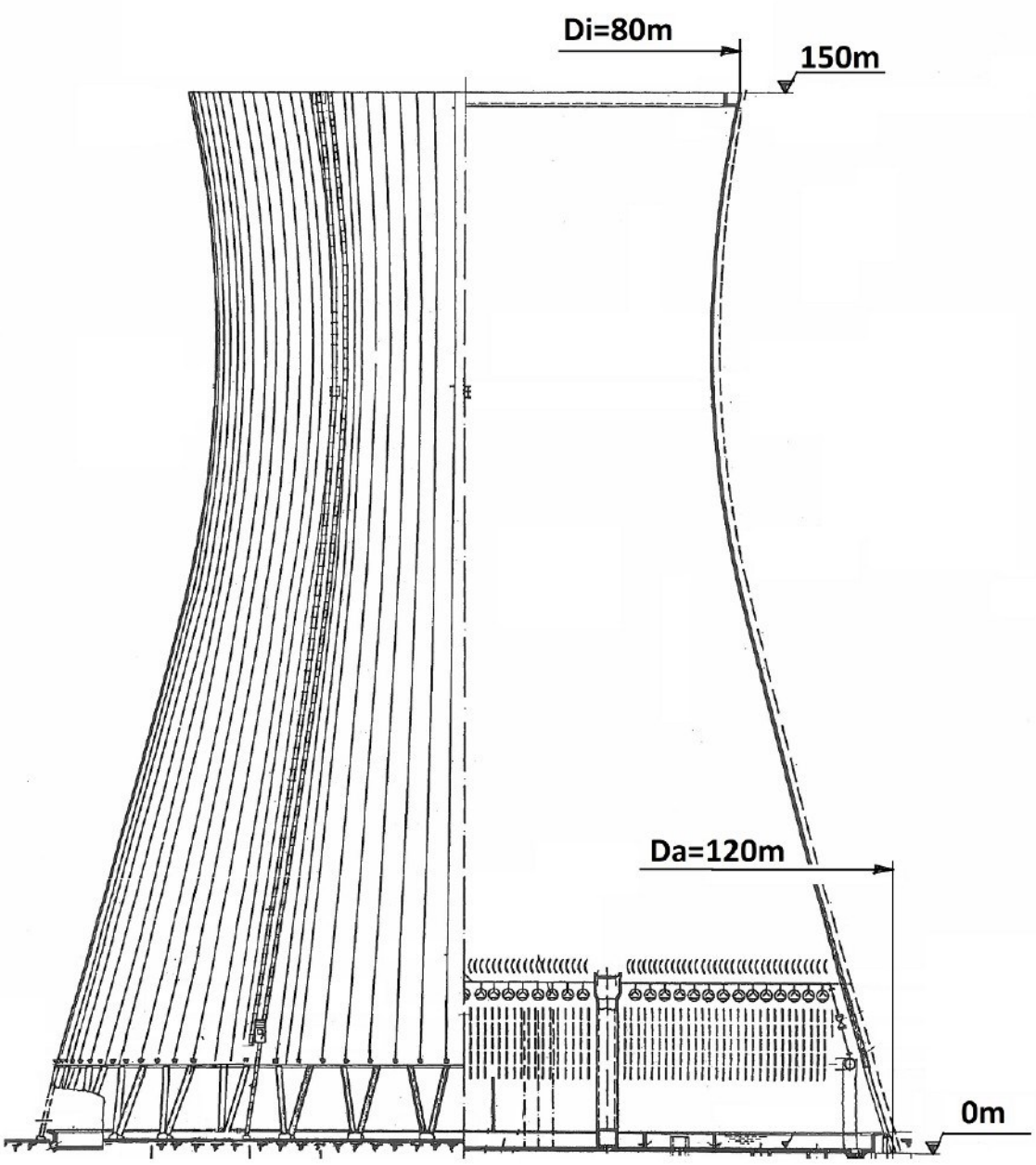


Abbildung 1.1: Halbschnittskizze eines Kühlturms

Im unteren Bereich sind die Rieselplatten angedeutet, an denen der Wärmeaustausch des Kühlwassers mit der von unten angesaugten Luft vollzogen wird. Die feuchtebeladene Luft tritt am oberen Ende wieder aus und bildet bei entsprechender meteorologischer Schichtung Nebelschwaden.

Für ein Dampfkraftwerk mit einer thermischen Reaktorleistung von 3600 MW werden je nach Luftschichtung pro Sekunde etwa 30 bis 40 t Luft angesaugt, welche mit etwa 720 kg Wasser beladen wird, das aus einem naheliegenden Gewässer entzogen wird. Dabei ergibt sich ein Abwärmestrom von etwa 2315 MW an die Umwelt, die restlichen 1285 MW stehen abzüglich der Leistung der Speisewasserpumpe und sonstigem Eigenverbrauch an der Turbine zur Umsetzung in mechanische Leistung zur Verfügung, die den Generator antreibt um schlussendlich in das Energienetz eingespeist zu werden.

Meist sind die hohen Energiemengen, die im Kondensator abgeführt werden müssen, um den Arbeitsdampf wieder zu verflüssigen, für die Flusskühlung auf Grund von Gesetzesbestimmungen für die Erwärmung von Gewässern zu hoch. Oder die notwendigen Wassermengen sind gar nicht erst vorhanden, in diesem Fall werden Nasskühltürme verwendet. Diese nutzen die Verdunstungsenthalpie des Wassers zur Kühlung.

Abbildung 1.2 zeigt den Einströmbereich eines Nasskühlturmes.



Abbildung 1.2: Aufnahme des Einströmbereiches [28]

Aufgrund der sich geänderten Verhältnisse an bestehenden Anlagen, bei denen Verbesserungen durchgeführt wurden, kann ein Maßnahmenpaket im Kühlkreislauf zu erheblichen Leistungssteigerungen führen. Zum einen die Verwendung moderner Rieselplatten und Kühlturmeinbauten zum anderen die Optimierung der Strömung im Kühlturm um den Luftdurchsatz zu erhöhen.

Einströmhilfen[2] zur Verbesserung des aerodynamischen Verhaltens im Einströmbereich großer Naturzugkühltürme von Dampfkraftwerken sind ein hochinnovatives Produkt, welches seit 2013 an einer Pilotanlage der 1000 MW Klasse mit großem Erfolg eingesetzt wird. Diese verbessern die Aerodynamik und bewirken im Jahresergebnis eine Erhöhung des Anlagenwirkungsgrades[3] von etwa 0.4 %. Dies entspricht bei aktuellen Strompreisen einer jährlichen Gewinnmaximierung von etwa 1.2 Mio €.

Aufgrund der kurzen Amortisationszeit (Return of Investment ROI) ist diese Investition nicht nur vom technischen sowie ökologischen Standpunkt aus sinnvoll, sondern auch von wirtschaftlichem Interesse[4]. Es ist anzunehmen, dass weitere Kraftwerksbetreiber diese Innovation einsetzen wollen.

Um die Wirkungsweise der Strömungskörper zu erläutern, betrachten wir zuerst die physikalischen Abläufe und die Funktionsweise eines Dampfkraftwerkes.

Hierzu wird im speziellen die Kühlkette erläutert.

[2]Diese wurden durch ein Patent [4] geschützt
[3]Details hierzu bietet der Geschäftsbericht [18] des Kraftwerks
[4]Die Konzeptstudie [23] bietet einen genauen Einblick

1.1 Kraftwerkstechnik

Generell kann jede Kraftwerksart zum Abdecken des Strombedarfes der Grundlast eingesetzt werden. Es gibt jedoch keine eindeutige Definition, welche Grundlastkraftwerke von anderen Kraftwerken abgrenzt. Die Einstufung geschieht auf der Basis betriebswirtschaftlicher und technischer Kriterien und ist nicht starr.

Als Grundlastkraftwerke bezeichnet man die Kraftwerke, welche möglichst ununterbrochen und möglichst nahe an der Volllastgrenze betrieben werden. Kernkraftwerke und Braunkohlekraftwerke haben hohe Fixkosten und niedrige Stromgestehungskosten (vor allem Brennstoffkosten) und werden daher meist zuerst als Grundlastkraftwerke benannt. Die Kraftwerksbetreiber versuchen, den Grundlastbedarf langfristig im Voraus abzuschätzen. Bei Unterschreitung des abgeschätzten Wertes muss durch Einschalten zusätzlicher Verbraucher wie Pumpspeicherkraftwerke, durch Abgabe von Strom in andere Stromnetze, oder auch durch Drosselung der Leistung bei nächtlichem Schwachlastzeiten reagiert werden. [33]

Wird vom Netz mehr als die Grundlast gefordert, sinkt die Netzfrequenz. Um diese stabil zu halten wird zur Deckung des zusätzlichen Strombedarfs zusätzliche Kraftwerksleistung aktiviert. Dies geschieht durch Anfahren der Grundlastkraftwerke auf Volllast oder Zuschalten von Mittel- und Spitzenlastkraftwerke.

Abbildung 1.3 veranschaulicht die Anteile der verschiedenen Kraftwerkstypen, aufgeteilt nach den genutzten Primärenergien Stein- und Braunkohle, Kernenergie, Wasserkraft und sonstige regenerative Energieanteile wie Windkraft, Biomasse, Geothermie, Müllverwertung und Solarenergie. Kohlebefeuerte Kraftwerke haben unter den thermischen Kraftwerken in Deutschland den höchsten Anteil, gefolgt von Gasturbinen, die bevorzugt mit Erdgas betrieben werden. Gasturbinen gewinnen als Hauptkomponente in Kombikraftwerken, wo mit den heißen Abgasen der Gasturbine ein Dampfkraftwerk beheizt wird, zunehmend an Bedeutung.

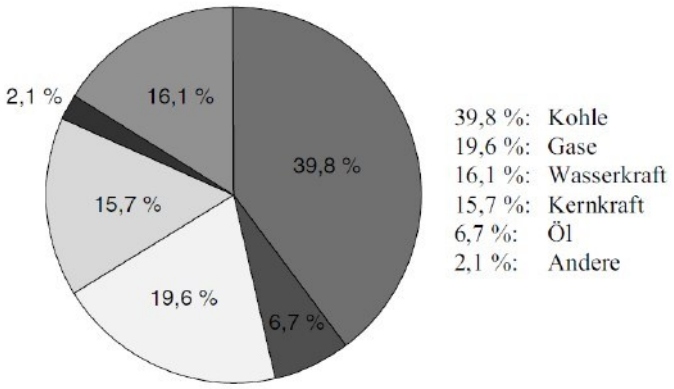


Abbildung 1.3: Weltweite Stromversorgung durch die verschiedenen Primärenergieträger Stand 2004 [33]

Aufgrund der hohen Fixkosten von Kohle und Atomkraftwerken ist ein Teillastbetrieb nicht wirtschaftlich, daher versucht man diese Kraftwerke möglichst ununterbrochen mit Volllast zu betreiben.

Des weiteren gibt es technische Einschränkungen für den Lastfolgebetrieb, Wärmespannungen bei Laständerungen lassen nur eine geringe Dynamik zu. Das Anfahren aus dem kalten Zustand dauert zwischen 9 und 15 Stunden. Ein zu schnelles Herabfahren führt bei Kernkraftwerken zur Xenonvergiftung, welche ein schnelles Wiederanfahren verzögert.

Heute dominieren weltweit die thermischen Kraftwerke zur Grundlastabdeckung, wobei bevorzugt Kohle, Erdgas und Kernkraft als Wärmequelle dienen.

Abbildung 1.4 zeigt eine Übersichtkarte der Großkraftwerke im europäischem Großraum. Grundsätzlich sind aber auch kleinere Anlagen nachrüstbar.

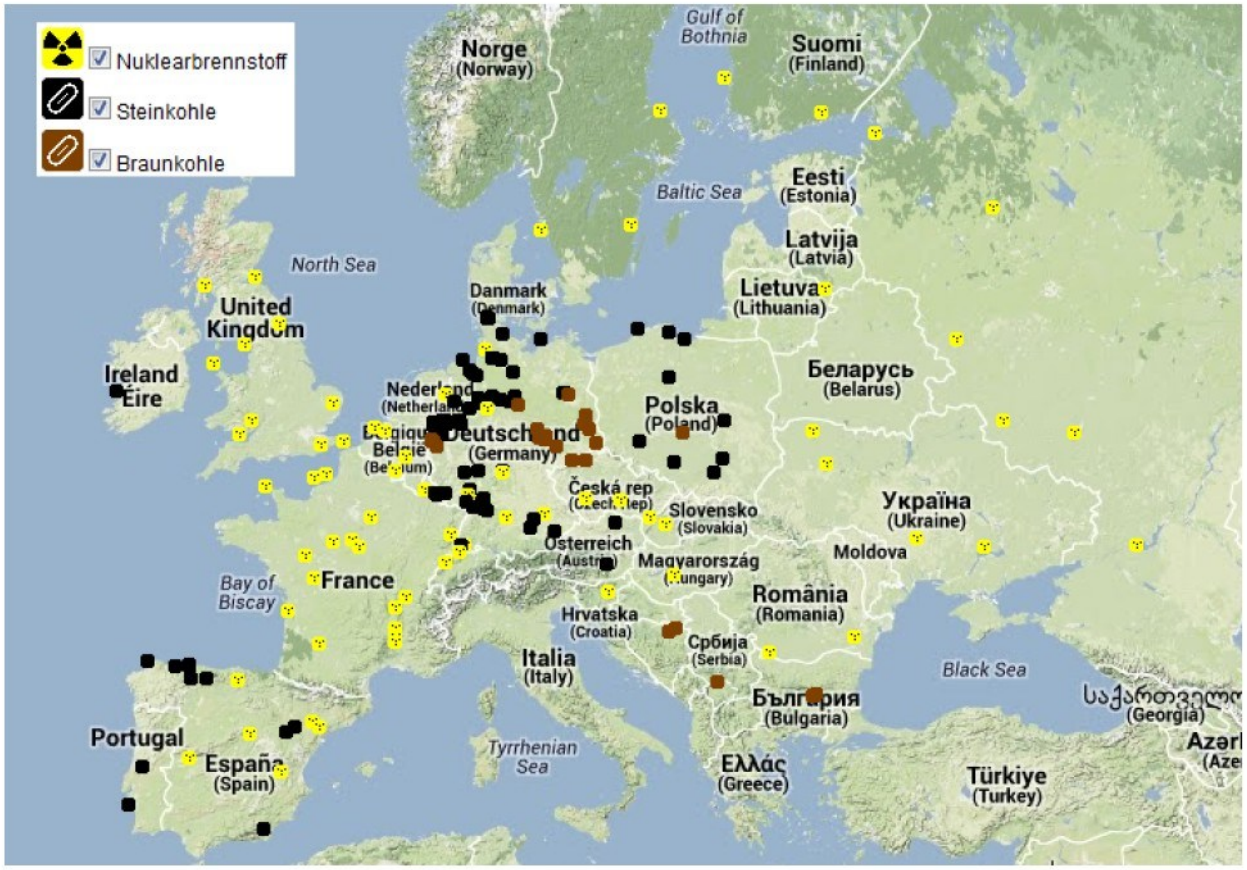


Abbildung 1.4: Übersichtskarte kalorischer Grundlastkraftwerke [32]

In den für unsere Anwendung relevanten Dampfkraftwerken wird als Wärmequelle Kohle verbrannt oder die Zerfallswärme von Atomen genutzt, dies ergibt am gesamten Weltenergiesektor einen Anteil von über 55 %. Ein Großteil dieser Kraftwerke wird wiederum mit Kühltürmen gekühlt. dadurch ergiebt sich ein großes Potential für die Nachrüstung bzw. den Einsatz bei Neuanlagen.

1.2 Clausius Rankine Prozess

Beim Clausius Rankine Prozess handelt es sich um einen thermodynamischen Vergleichsprozess für Dampfkraftwerke. Benannt nach dem deutschen Physiker *Rudolf Julius Emanuel Clausius* und dem schottischen Ingenieur *William John Macquorn Rankine*.

Des Weiteren existieren auch der Ericsson- und der Ackeret-Keller-Kreisprozess, diese beschreiben eine Zwischenkühlung bei der Expansion des Arbeitsfluids in der Turbinenstufe. Dabei handelt es sich aber eher um theoretische Beschreibungen, da diese Vorgänge in der Realität nur sehr schwer maschinenbaulich umsetzbar sind.

Alle Dampfkraftwerke durchlaufen aus thermodynamischer Sicht den Clausius Rankine Prozess, dazu zählen unter anderem alle gängigen Spallationskraftwerke wie Druckwasser, Siedewasser, Flüssigmetall oder Graphit moderierte Reaktoren sowie die Konzepte zukünftiger Fusionskraftwerke. Des Weiteren jegliche Kraftwerke, bei denen fossile Kraftstoffe wie Kohle, Gas, Schweröl, Müll usw. zur Erhitzung des Arbeitsmediums ´Wasser´ verbrannt werden. Als Arbeitsmedien können aber auch Ammoniak oder organische Flüssigkeiten mit niedriger Verdampfungstemperatur eingesetzt werden. Oder zur Effizienz Steigerungen in GuD Kraftwerken, bei denen die heißen Abgase in Gasturbinen (Joule Prozess) zusätzlich im Dampfprozess genutzt werden.

Weltweit gesehen stellen kalorische Kraftwerke den tragenden Teil an Grundlastkraftwerken.

Abbildung 1.5 zeigt schematisch ein thermisches Kernkraftwerk (a) als Kombination der Teilsysteme Wärmeerzeuger und Wärmekraftmaschine, die durch den Dampferzeuger gekoppelt sind. (b) zeigt die Befeuerung mit fossilem Brennstoff. Auch bei solarthermischen Kraftwerken (c) erhitzt ein primäres Wärmeübertragungsmedium (meist eutektische Metallschmelzen aufgrund der immensen Wärmekapazität) über einen Wärmetauscher ´Wasser‘ welches wiederum den Clausius Prozess der Wärmekraftmaschine durchläuft.

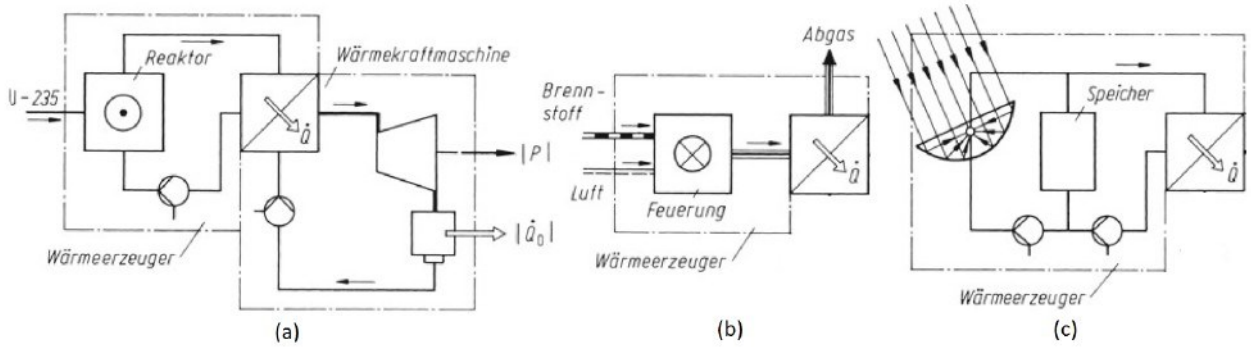
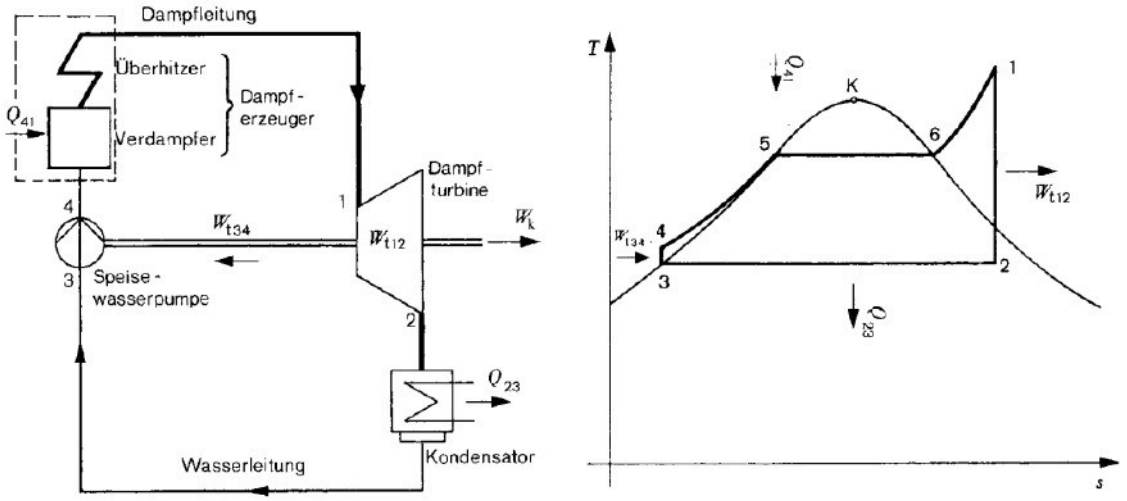


Abbildung 1.5: Wärmekraftmaschine Dampferzeuger [2]

Die einfache Dampfkraftanlage besteht also unabhängig von der Wärmequelle aus dem Dampferzeuger, der Dampfturbine, dem Kondensator und der Speisepumpe, in dem in der Regel Wasser den rechtsdrehenden Clausius Rankine Kreisprozess durchläuft.

Abbildung 1.6 zeigt eine solche Anlage (a) mit einem zusätzlichen Überhitzer und den Kreisprozess (b) im Temperatur-Entropie-Diagramm.



(a) Schaltbild einer einfachen Dampfkraftanlage (b) Clausius-Rankine-Prozess im T,s-Diagramm

Abbildung 1.6: Aufbau und Ablauf des geschlossenen Dampfkreisprozess [6]

Dieses Anlage soll zum Verständnis des Kreisprozesses betrachtet werden:

$1 \rightarrow 2$ Isentrope Entspannung des Dampfes in der Turbine unter Abgabe technischer Arbeit W_{t12}

$2 \rightarrow 3$ Isobare Wärmeabfuhr des Dampfes, Verflüssigung des Dampfes im Kondensator durch Entzug seiner restlichen Kondensationsenthalpie Q_{23}

$3 \rightarrow 4$ Isentrope Druckerhöhung des flüssigen, inkompressiblen Wassers durch die Speisewasserpumpe unter Zufuhr technischer Arbeit W_{t34}

$4 \rightarrow 1$ Isobare Vorwärmung und Verdampfung des flüssigen Wassers auf Sättigungstemperatur im Dampferzeuger und weitere isobare Wärmezufuhr und Überhitzung des gesättigten Dampfes durch Wärmezufuhr Q_{41}

Der thermische Wirkungsgrad des Clausius Rankine Prozesses kann mittels der Summe der zu- und abgeführten Wärme oder als Summe der reversiblen technischen Arbeiten an der Turbine und Pumpe betrachtet werden:

$$\eta_{th} = \frac{|-w_t|}{q_{zu}} = \frac{|-w_{t12} + w_{t34}|}{q_{41}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \tag{1.1}$$

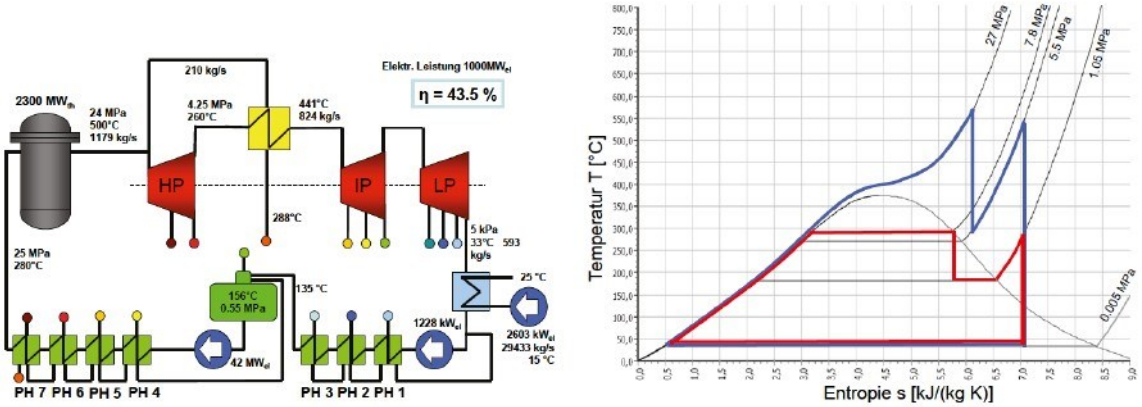
Dieser ist natürlich kleiner als der Carnotwirkungsgrad wie Abbildung 1.9 zeigt.

Der Entspannungsendpunkt ´2´ wird in das Zweiphasengebiet gelegt, um die Wärmeabfuhr auf tiefstes Temperaturniveau zu legen. Damit liegt eine ideale isotherme Wärmeabfuhr vor. Technisch ist in etwa ein minimaler Dampfgehalt von ca. $x > 88\,\%$ vertretbar, ohne dass die Turbinenbeschaufelung im Dauerbetrieb durch Tropfenschlag Schaden nimmt.

Der Sattdampfprozess war in der Anfangszeit bei Kolbenmaschinen dominant, heute wird der Sattdampfprozess nur noch in Kernkraftwerken angewandt, da die Zircalloy Hüllrohre für den Brennstoff maximal 350°C zulassen.

Der thermodynamische Kreisprozess von modernen Anlagen weist dem einfachen prinzipiellen Modell gegenüber viele Verbesserungen auf, wie etwa Speisewasservorwärmer, Zwischenüberhitzung und mehrstufige Turbinenkonzepte, die erheblich zur Wirkungsgradsteigerung beitragen.

Abbildung 1.7 zeigt das Wärmeschaltbild (a) eines überkritischen Kraftwerks und den dazugehörigen Rankineprozess (b) verglichen mit dem eines Siedewasserreaktors.



(a) Konzept eines überkritischen Dampfkreislaufs (b) Rankineprozesse eines SWR (rot) und überkritisches Kraftwerks (blau) im T,s-Diagramm

Abbildung 1.7: Technische Ausführung realer Dampfkraftwerke [13]

Abbildung 1.8 zeigt das Prinzipschema eines solch ausgeführten Siedewasserreaktors.

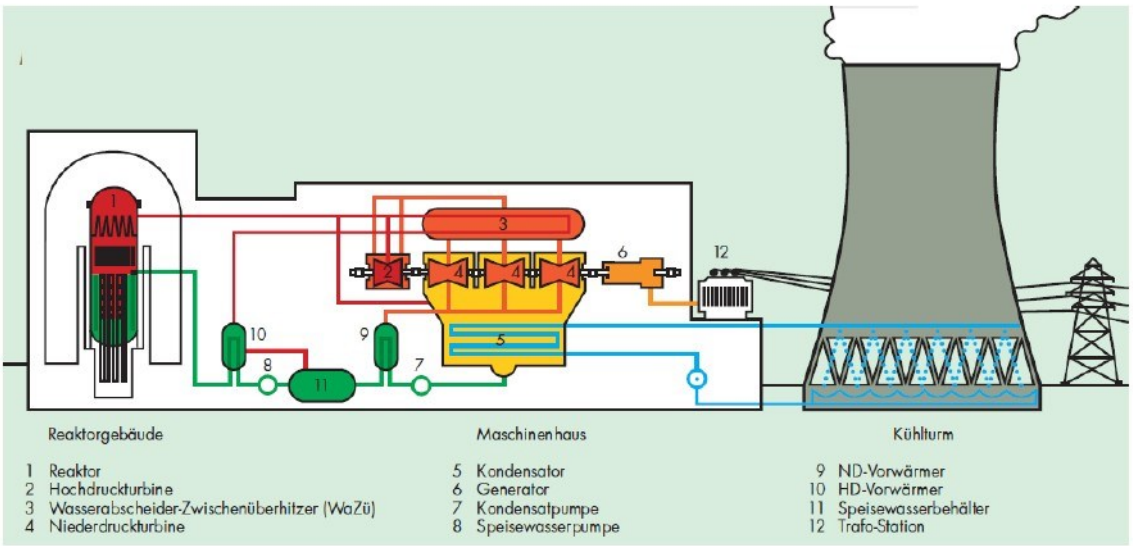


Abbildung 1.8: Prinzipschema eines SWR [28]

Abbildung 1.9 vergleicht verschiedene Technologien von Gasturbinen und Dampfkraftwerken hinsichtlich ihres Wirkungsgrades gegenüber dem Carnotwirkungsgrad[5].

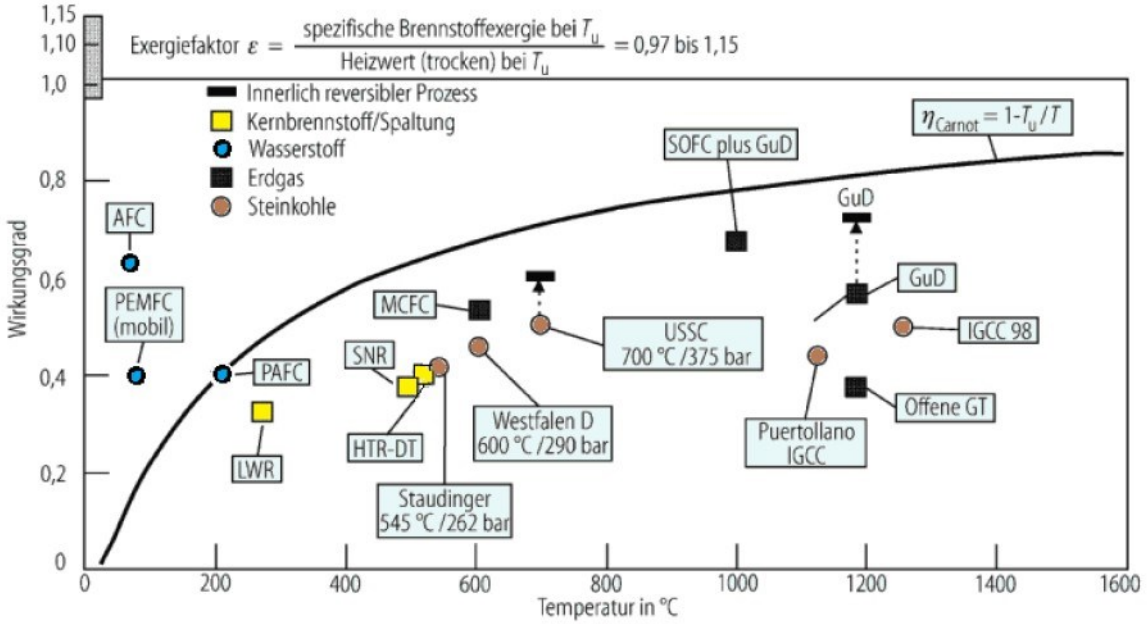


Abbildung 1.9: Wirkungsgrade kalorischer Kraftwerke mit maximalen Temperaturen des Arbeitsmediums gegenüber dem Carnotfaktor [10]

Den geschichtlichen Verlauf der Effizienzsteigerungen bietet Abbildung 0.4, diese wurde bereits im Vorwort dargestellt. Über thermische Prozesse ist der Carnotwirkungsgrad und folglich die Warmfestigkeit der eingesetzten Werkstoffe die begrenzende Größe. Die Blau eingefärbten Verfahren beschreiben Brennstoffzellen, welche bereits bei niedrigeren Betriebstemperaturen einen beachtlichen Wirkungsgrad aufweisen.

[5]Der Carnot-Wirkungsgrad ist der höchste theoretisch mögliche Wirkungsgrad bei der Umwandlung von Wärmeenergie in mechanische Energie

1.3 Kondensator

Mit der Erfindung des Kondensators oder auch Verflüssiger durch James Watt konnten erstmals Dampfmaschinen gebaut werden, die einen vergleichsweise geringen Energiebedarf hatten. Der Kondensator ist daher ein entscheidendes Element für den effizienten Betrieb von Dampfmaschinen und Dampfturbinen, seine Einführung gilt als Meilenstein der Technikgeschichte.

Im Kondensator muss der entspannte Dampf der Turbinen, Massenstrom etwa 1815 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ abzüglich der Dampfmengen die zur Speisewasservorwärmung verwendet werden, bei niedrigem Druck, etwa 0.13 bar, wieder in den flüssigen Zustand niedergeschlagen werden, was einen Entzug großer Energiemengen Q_{23} notwendig macht. Hierfür sind beträchtliche Kühlwassermengen, ca. 33000 $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$, notwendig. Diese Werte gelten für ein Dampfkraftwerk mit einer thermischen Reaktorleistung von etwa 3600 MW.

Das somit auf 42°C erhitzte Kühlwasser wird wieder auf etwa 25°C rückgekühlt. Die Kondensationswärme aus dem Kondensator wird über einen Kühlkreislauf entweder in einem Kühlturm an die Atmosphäre abgegeben oder an ein Oberflächengewässer abgeführt.

Abbildung 1.10 zeigt den Schnitt durch einen Kondensator.

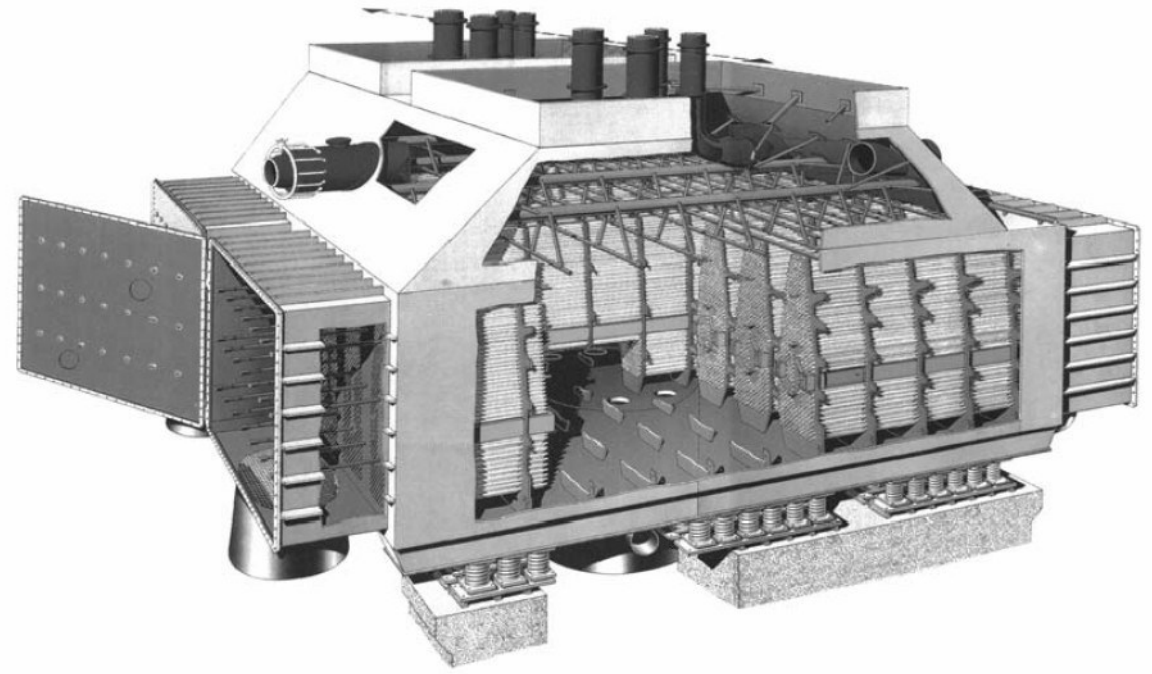


Abbildung 1.10: Schnitt durch einen Kondesator [33]

Das Kühlwasser strömt durch die Kühlrohrbündel während außenseitig der Dampf der Turbinen kondensiert. Es sammeln sich aber auch nicht kondensierbare Gase. Deshalb ist der Kondensator an seiner kältesten Stelle, an welcher der nichtkondensierende Gasanteil am höchsten ist, mit einer permanent arbeitenden Absaugung ausgerüstet. Ansonsten würden diese Gase den Kondensatordruck erhöhen und die Turbinenleistung erniedrigen.

Das Kesselwasser und das Kühlwasser müssen aufbereitet werden, um frei von Verunreinigungen und gelösten Mineralien zu sein. Der sonst entstehende Kesselstein würde den Wärmeübergang behindern und die Leistungsfähigkeit grob einschränken.

Weiters ist der Kondensator auch als Sicherheitseinrichtung zu sehen. Im Falle eines Lastabwurfes oder Turbinendefektes kann Frischdampf direkt in den Kondensator geleitet werden, um Mithilfe einer Wassereinspritzung entspannt zu werden. Dies führt die überschüssige Reaktorleistung gezielt ab und verhindert ein Ansteigen der Frischdampfparameter. Für einen solchen Fall kann der Kondensator bis knapp unter die Turbinenschaufeln mit Wasser volllaufen. Dabei handelt es sich um einen Schutz vor Überdrehzahlen der Turbine und des Generators, bis die Reaktorleistung gedrosselt wurde.

Für den Reaktordruckbehälter bestehen eine Vielzahl an weiteren Sicherheitseinrichtungen die in dieser Arbeit aber nicht beleuchtet werden.

1.4 Kühlverfahren

Mit der Industrialisierung entstand die Notwendigkeit, die bei technischen Prozessen anfallende Wärme abzuführen. Dies geschah meistens durch eine Durchlaufkühlung mit Flusswasser. Durch den Einsatz von Verdunstungskühltürmen, die im Vergleich zur Durchlaufkühlung bis zu 95% der Wassermenge einsparen, war es nun auch möglich, Fabriken oder Kraftwerke in Gebieten aufzustellen, in denen nicht ausreichend Flusswasser für eine Durchlaufkühlung zur Verfügung stand. Durch die fortschreitende Verknappung der Rohstoffe, zu denen auch das Wasser gehört, sowie dem wachsenden Bewusstsein, dass die Natur zu schützen sei, wurden Gesetze erlassen, die den Betreibern verbieten zu warmes Wasser in die Flüsse einzuleiten. Dadurch kam es zu einer weiten Verbreitung von Verdunstungskühltürmen in der Industrie und im Kraftwerksbau. [30]

1.4.1 Durchlaufkühlung

Kann das Kühlwasser einem Fluss entnommen werden, wie in Abbildung1.11 dargestellt, so ist die Durchlaufkühlung das einfachste und wirtschaftlichste Kühlverfahren.

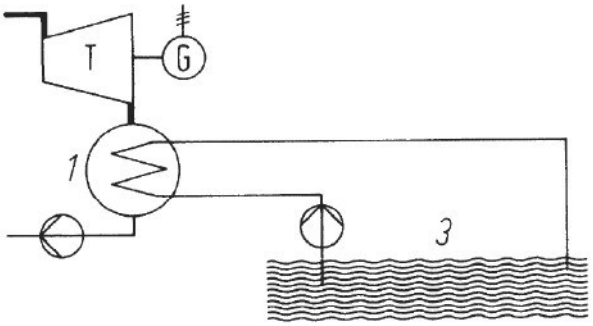


Abbildung 1.11: Frischwasserkühlung [10]

Die Berechnung des Energiestromes wird über den Zusammenhang des Massenstromes und der Wärmekapazität des Kühlwassers und den Enthalpiezuständen des Arbeitsdampfes aus dem Mollier-Diagramm vollzogen.

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{23} = \dot{m}_{Dampf} \cdot (h_2 - h_3) = \dot{Q}_{zu_{Kühlwasser}} = \dot{m}_{Kühlwasser} \cdot c_w \cdot (T_{zu} - T_{ab}) \qquad (1.2)$$

Ein tiefes Temperaturniveau im Kondensator ergibt eine große Enthalpiedifferenz für die Turbine, weshalb Flusswasserkühlung bevorzugt wird. Dies ist jedoch, je nach behördlichen Vorschriften, basierend auf Grenzwerten für zulässige Temperaturerhöhung und Temperatur des Flusses, nicht immer zulässig.

Abhilfe schaffen Kühltürme. Das im Kondensator erwärmte Kühlwasser strömt zum Kühlturm und wird dort rückgekühlt.

1.4.2 Nasskühlturm

Bei Nasskühltürmen oder Naturzug-Kühltürmen, Abbildung 1.12, wird das Rückkühlwasser auf unterschiedlichen Ebenen des Kühlturms versprüht und fließt über Einbauten, die die Oberfläche des Wasserflusses groß halten, in den Sumpf. Die Kühltürme sind unten für den Lufteintritt offen. Die Luft erwärmt sich an dem Rückkühlwasser und erhält damit seinen natürlichen Auftrieb. Beim Durchströmen des Kühlturmes belädt sich die Luft mit Wasser in Form von Dampf und Tröpfchen. Bei niedriger Außentemperatur wird der Taupunkt der gesättigten Luft am Austritt unterschritten, es bildet sich ein Nebelschwaden. Für die stabile Naturzugströmung ist ein günstiges Querschnitts-/Höhen-Verhältnis zu wählen. Bei den notwendigen Kühlwärmeströmen großer Kraftwerke ergeben sich hohe Türme, die markante Landschaftspunkte darstellen. Das im Kühlturm nach unten rieselnde Kühlwasser wird durch die kältere Luft und durch die entzogene Verdunstungswärme (latente Verdampfungswärme) abgekühlt.

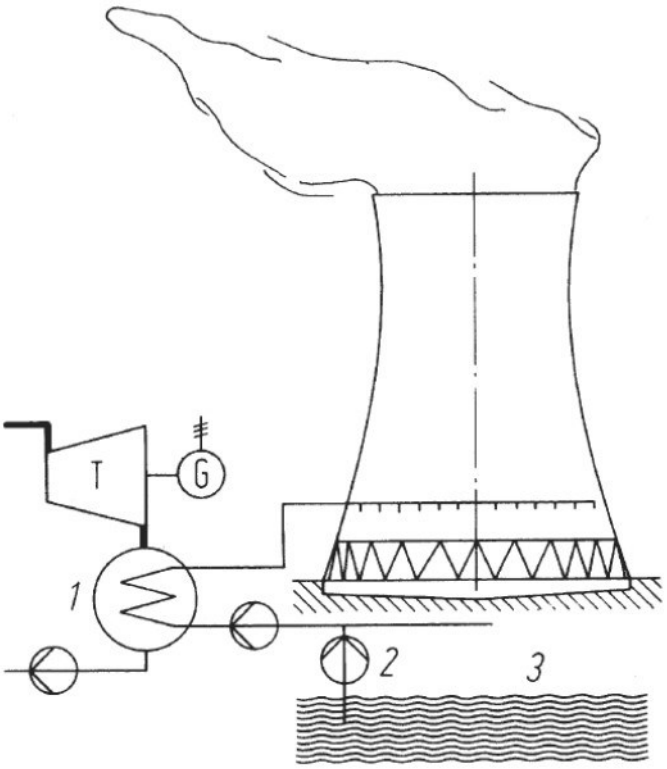


Abbildung 1.12: Schema eines Kühlturmes: 1 Kondensator, 2 Zusatzwasserpumpe, 3 Flusswasser [10]

Nasskühltürme sind eine bewährte Art der Rückkühlung und Wärmeabfuhr. Typische Einsatzgebiete sind: Klimatisierung, Schwerindustrie sowie Kraftwerke. In Nasskühltürmen wird das zu kühlende Wasser über Rieseleinbauten versprüht. Wasser und Luft treten im Gegenstrom direkt miteinander in Kontakt. Dabei wird das Wasser durch Konvektion gekühlt. Ein Teil des Wassers verdunstet und die entzogene Verdunstungswärme kühlt das Wasser zusätzlich ab.

Für ein Dampfkraftwerk mit einer thermischen Reaktorleistung von etwa 3600 MW werden dem Gewässer etwa 700 kg Wasser pro Sekunde entnommen und verdunstet um den Turbinendampf wieder vollständig zu verflüssigen.

Zum Vergleich: Bei einer Flusswasserkühlung würden 33 m^3 Wasser pro Sekunde einem Gewässer entnommen werden und je nach Vorlauftemperatur mit bis zu 30°C wieder eingeleitet werden. Flüsse, wie beispielsweise die Mur führen bei Niedrigwasser im Sommer etwa 100 m^3 pro Sekunde. Die sich einstellende mittlere Temperatur wäre für im Wasser lebende Organismen äußerst kritisch.

Des Weiteren existieren auch Hybridkühltürme, die den Luftstrom durch Ventilatoren unterstützen. Dies stellt aber einen höheren Energieaufwand dar. Diese kommen zum Einsatz, wenn aus baulichen Gründen die notwendigen Höhen für Naturzugkühltürme nicht erreicht werden können.

Die Berechnung der Energieströme gestaltet sich schwieriger als bei der Flusskühlung, da hier einerseits über Konvektion, aber auch über Phasenübergänge Wärme übertragen wird.

Adiabate Befeuchtung

Seit der Antike nutzten die Menschen den kühlenden Effekt der Verdunstung, um Lebensmittel und Behausungen zu kühlen. Als Beispiel sei hier nur der sogenannte "Keferloher Krug" erwähnt. Dabei handelt es sich um einen Bierkrug, dessen semipermeable Wand dafür sorgt, dass durch die Verdunstung auf der Außenseite der Inhalt des Kruges gekühlt bleibt.

Verdampft eine Flüssigkeit in die Gasphase eines anderen Stoffes infolge der Unterschreitung ihres Sättigungsdampfdruckes in dieser Gasphase, so spricht man von Verdunstung statt Verdampfung, z.B. bei Wasser im Gasgemisch der Luft. Eine Verdunstung findet auch statt, wenn keine Verdunstungswärme von außen zugeführt wird, da sie von der, mit dem Verdunsten der Moleküle verbundenen, Entropieerhöhung angetrieben wird. Die Verdampfungswärme wird dann der Flüssigkeit entzogen, weshalb man den Vorgang selbst auch Verdunstungskühlung nennt.

Thermodynamisch gesehen handelt es sich bei den Vorgängen in einem Kühlturm um eine adiabate Befeuchtung der Luft oder anders ausgedrückt um eine Mischung von feuchter Luft mit reinem Wasser. Hierbei ist charakteristisch, dass flüssiges Wasser in einem adiabaten, quasistationären System versprüht wird, sodass ein Teil des Wassers verdunstet und die durchströmende Luft dadurch befeuchtet wird. Da es sich um ein adiabates System handelt, kann die für die Verdunstung notwendige Energie nur aus den Medien Luft und Wasser bezogen werden, sodass die Temperatur des Wassers und/oder der Luft sinkt. [30]

Abbildung 1.13 zeigt ein Modell wie die Massen- und Energiebilanzen aufgestellt werden können.

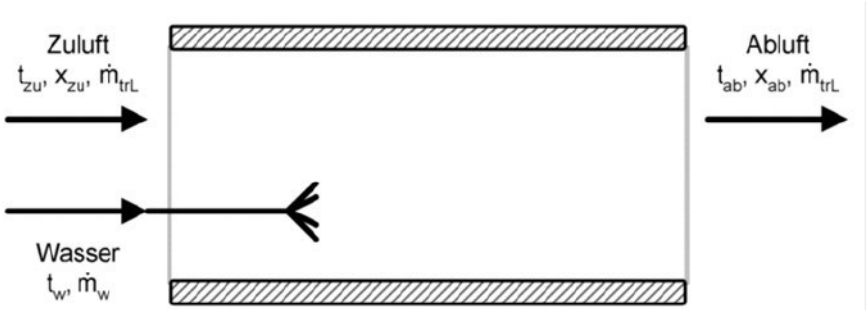


Abbildung 1.13: Adiabate Befeuchtung [30]

Der reine Ansatz über die Berechnung der Verdunstungswärme, dem Massenstrom und der Verdunstungswärme des Phasenüberganges ist hier nicht ausreichend, da die Luft weiter erwärmt wird und die Wassersättigung wiederum von der Lufttemperatur abhängig ist. Deshalb wird wie folgt angesetzt.

$$\dot{m}_{L_{tr,zu}} = \dot{m}_{L_{tr,ab}} = \dot{m}_{L_{tr}} \tag{1.3}$$

$$x_{zu} \cdot \dot{m}_{L_{tr}} + \dot{m}_w = x_{ab} \cdot \dot{m}_{L_{tr}} \tag{1.4}$$

$$\dot{m}_{L_{tr}} \cdot h_{L_{zu}} + \dot{m}_w \cdot h_w = \dot{m}_{L_{tr}} \cdot h_{L_{ab}} \tag{1.5}$$

Um die Berechnung nicht von meteorologischen Schwankungen abhängig zu machen, bezieht man sich auf den trockenen Luftmassenstrom. Hierbei muss die spezifische Enthalpie der feuchten Luft $h_{L_{zu}}$, wie in der Lüftungstechnik üblich, als die Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf die Masse der trockenen Luft verstanden werden.

Durch Umstellen und Einsetzen der Formeln erhält man den Ausdruck:

$$\frac{h_{L_{zu}} - h_{L_{ab}}}{x_{ab} - x_{zu}} = \frac{\Delta h_L}{\Delta x} = h_w \tag{1.6}$$

Abbildung 1.14 zeigt ein System, bei dem die gesamte versprühte Wassermenge in die Luft übergeht.

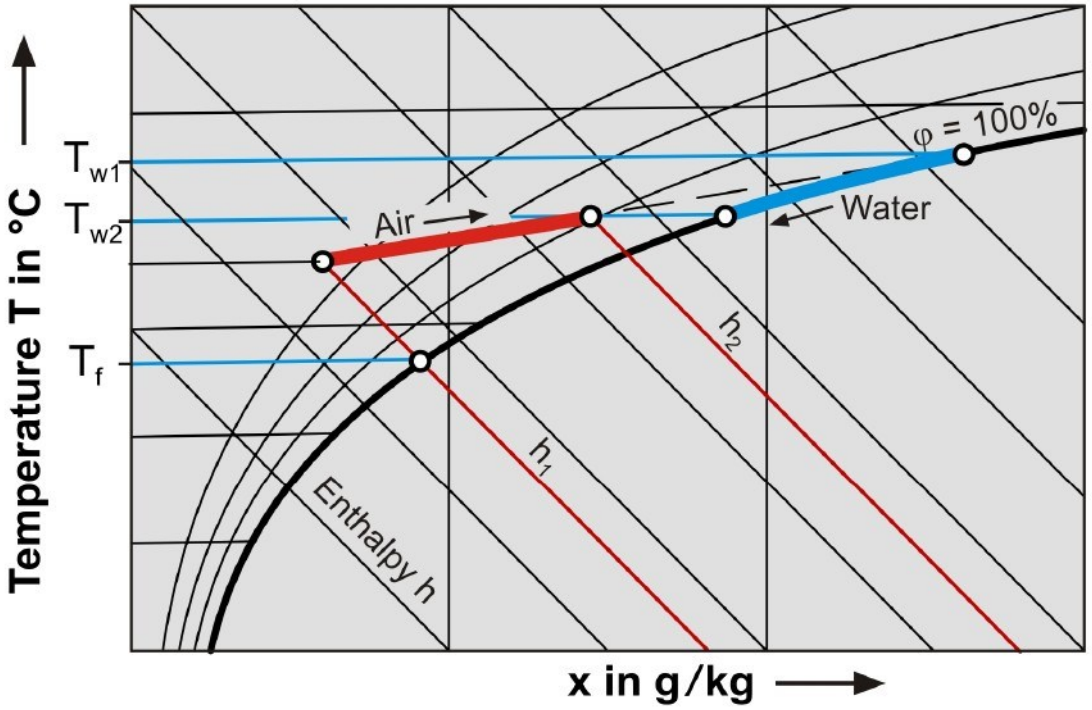


Abbildung 1.14: Vorgänge im T,x Diagramm [12]

Kühlturmprozess

Bei Nasskühltürmen im Kreuzstrom, Abbildung 1.15, verdunstet nicht die gesamte Wassermenge, sondern nur etwa 1 bis 2 % des Wasserdurchsatzes im Kühlturm. Das restliche, abgekühlte Wasser gelangt über den Sumpf wieder zurück in den Kühlkreis.

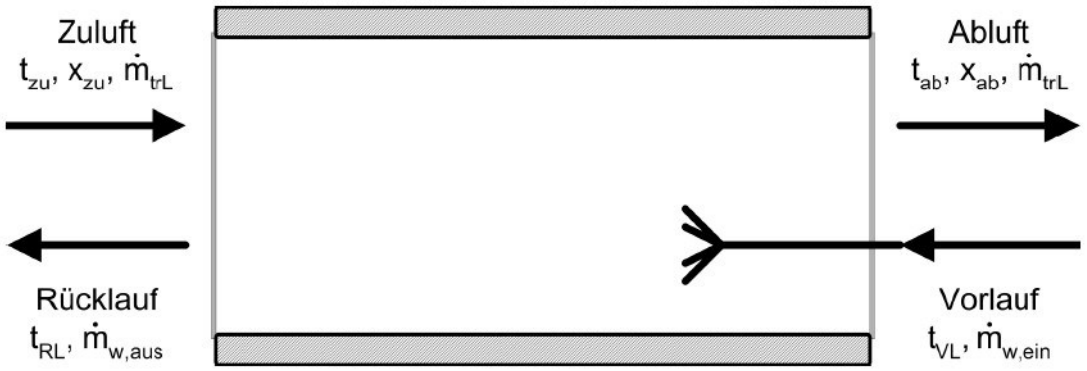


Abbildung 1.15: Skizze zu Massenströme [30]

$$\dot{m}_{L_{tr,zu}} = \dot{m}_{L_{tr,ab}} = \dot{m}_{L_{tr}} \tag{1.7}$$

$$\dot{m}_{w_{ein}} - \Delta\dot{m}_{w_{verd}} = \dot{m}_{w_{aus}} \tag{1.8}$$

$$\dot{m}_{L_{tr}} \cdot h_{L_{zu}} + \dot{m}_{w_{ein}} \cdot h_{w_{ein}} = \dot{m}_{L_{tr}} \cdot h_{L_{ab}} + \dot{m}_{w_{aus}} \cdot h_{w_{aus}} \tag{1.9}$$

Hieraus folgt für die von der Luft aufgenommenen bzw. vom Wasser abgegebenen Energieströme:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{L_{tr}} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) = \dot{m}_{w_{ein}} \cdot h_{w_{ein}} - \dot{m}_{w_{aus}} \cdot h_{w_{aus}} \tag{1.10}$$

Sind von einem Kühlturm die Ein- und Austrittszustände vom Luft- und Wasserstrom sowie die Massenströme bekannt, lässt sich ein qualitativer Zustandsverlauf errechnen. Wenn sich das Wasser auf dem Weg im Kühlturm von $T_{W_{ein}}$ auf $T_{W_{aus}}$ abkühlt, so verändert sich der Zustand der im Gegenstrom einströmenden Zuluft mit den Parametern T_{ein}, h_{ein}, x_{ein} und verlässt den Kühlturm mit dem Zustand T_{aus}, h_{aus}, x_{aus}.

Dieser Formalismus beschreibt den idealen adiabatischen Vorgang, der unendlich langsam abläuft. Die Beschreibung der realen Vorgänge ist komplexer, da die Volumenströme nur eine gewisse Interaktionszeit besitzen und somit immer eine Differenztemperatur bestehen bleibt. Es bleibt über den kompletten Strömungsverlauf ein Gefälle erhalten. Den Abstand zwischen der Temperatur des austretenden Kühlwassers und der Kühlgrenztemperatur wird als Kühlgrenzabstand bezeichnet.

Abbildung1.16 zeigt ein Verfahren [6] zur Berechnung des Zustandsverlaufs.

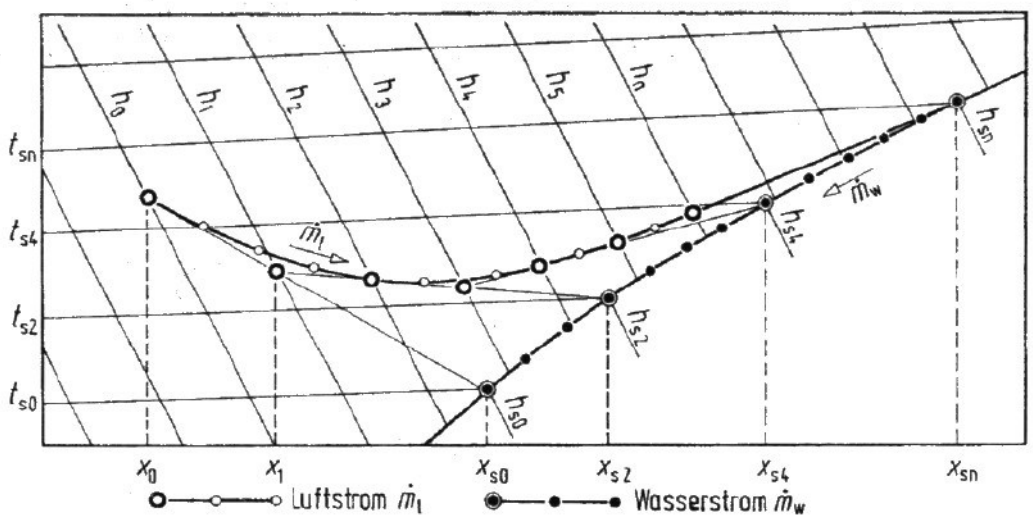


Abbildung 1.16: Zustandsverlauf nach Berliner [3]

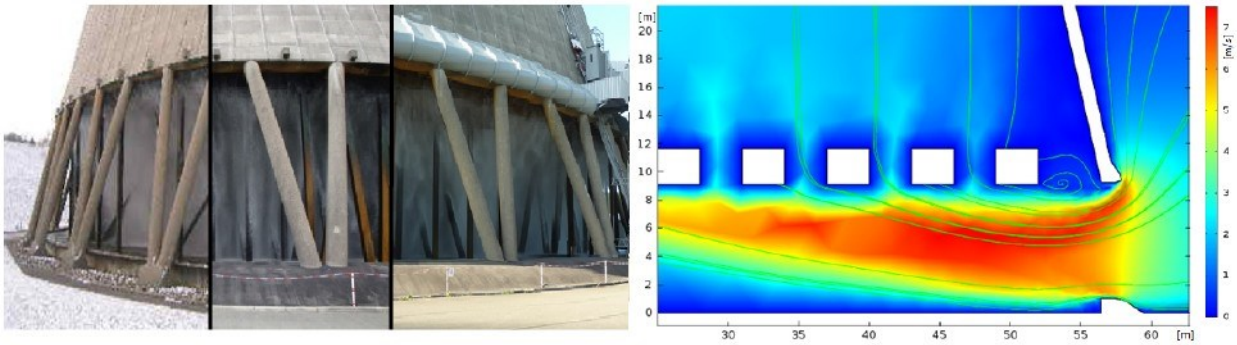
Das Verfahren nach Berliner unterteilt die Zustandsänderungen in eine endliche Anzahl an Teilprozessen. Die in einem Teilstück von der Luft aufgenommene Energie ist gleich der vom Wasser abgegebenen Wärme. Ziel dieses Verfahrens ist es, die instationären Abläufe einzubeziehen und auch den Kühlgrenzabstand abzuschätzen.

[6] Ein vollständiges Werk hierzu bietet: Berliner,Paul- Kühltürme: Grundlagen der Berechnung und Konstruktion [3]

1.4.3 Massnahmen zu Effizienzsteigerungen

Gezeigt werden soll, dass eine Erhöhung des Luftmassenstromes ebenso höhere Verdunstungsraten zulässt und die Kühlleistung erhöht. Dieser Effekt wird von den beschriebenen Strömungskörper mit verursacht. Der geringere Strömungswiderstand der Einlaufkontur minimiert die Druckverluste und erhöht somit den Luftvolumenstrom signifikant.

Abbildung 1.17 zeigt die Ausbaustufen des Lufteinlaufes (a) von links nach rechts (Normalzustand, gerundete Bodenkontur, montierte Strömungskörper) und eine CFD Simulation (b) des Strömungsfeldes.



(a) Ausbaustufen des Einlaufes (b) Simuliertes Geschwindigkeitsfeld

Abbildung 1.17: Beeinflussung der Strömung am Lufteinlauf

Durch den erhöhten Luftdurchsatz kann der Kühlmittelumsatz gesteigert werden und die verdunstete Wassermenge nimmt zu, was folglich die Kühlleistung erhöht. Dadurch kann die Temperatur im Kondensator gesenkt werden und den Turbinengegendruck senkt.

Abbildung 1.18 zeigt die Möglichkeiten zur Flächenvergrößerung im Clausius Rankine Prozess auf.

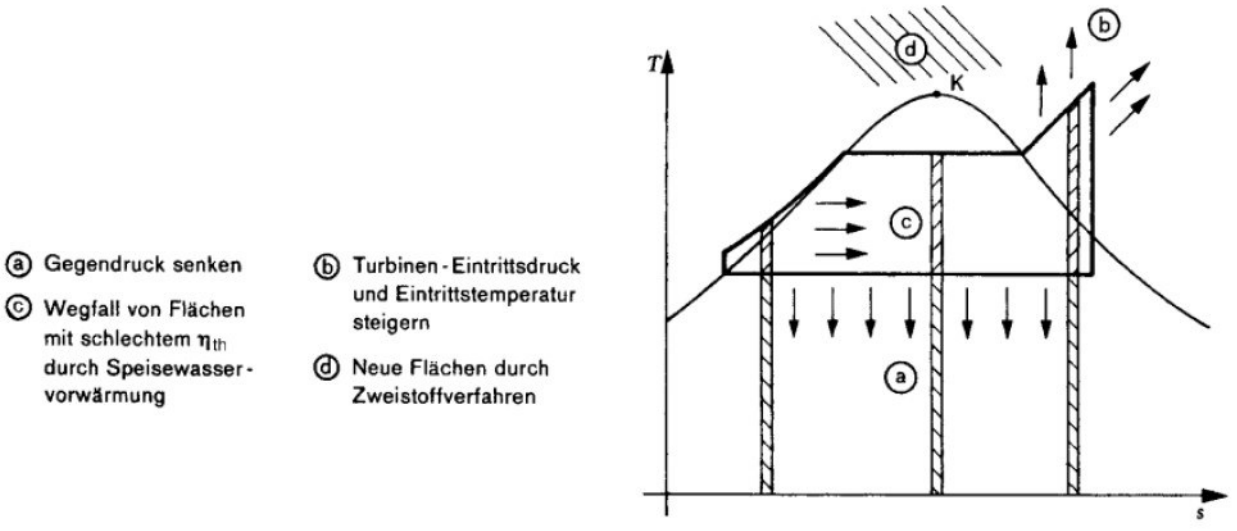


Abbildung 1.18: Maßnahmen zur Erhöhung von η_{th} [6]

Abbildung 1.19 zeigt den Einfluss der Dampfparameter sowie des Gegendruckes für eine spezielle Anlage.

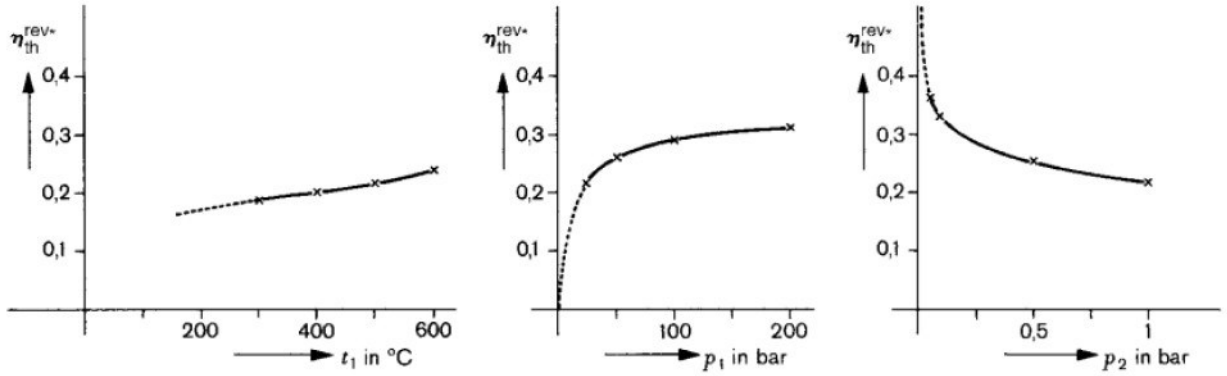


Abbildung 1.19: Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrade des Clausis-Rankine-Prozesses von t_1, p_1 und p_2 [6]

Aufgrund des geringen Wirkungsgrades des Kreisprozesses wird stets versucht, durch Optimierungen wie Speisewasservorwärmung, Zwischenüberhitzung, überkritische Dampfzustände die ´Arbeitsflächen´ zu vergrößern und den Wirkungsgrad zu erhöhen.

Um dieses Kapitel abzuschließen, wird nun das Ende der beschriebenen Prozesskette betrachtet. Es soll die Strömungsgeschwindigkeit im Kühlturm abgeschätzt werden. Diese stellt schlussendlich den Grund für die Bemühungen dieser Arbeit dar.

1.5 Abschätzung der Strömungsgeschwindigkeit

Es ist sinnvoll sich vor Beginn weiterer Überlegungen über die Größenordnungen der Luftströmung bewusst zu werden.

Für die Luftströmung sind verantwortlich [3]:

- die natürliche Konvektion
- die Schichtung der umgebenden Atmosphäre
- die Strömung der erwärmten Luft über dem Kühlturm
- Sogwirkung durch Windeinflüsse
- Coandă-Effekt

Da bis auf die natürliche Konvektion alle anderen Beiträge starken meteorologischen Schwankungen unterworfen sind und diese nur sehr schwer mathematisch beschreibbar sind, werden diese für eine einfache Abschätzung vernachlässigt.

Die Grundgleichung für den Archimedischen Auftrieb lautet:

$$\Delta p_A = (\rho_{Ein} - \rho_{Aus}) \cdot g \cdot H_{eff} \tag{1.11}$$

Die Lufttemperatur am Eintritt beträgt im Schnitt 15°C. Die trockene Luft wird beim Durchströmen der Rieselplatten erwärmt und mit Feuchtigkeit beladen, dabei wird sie um etwa 10°C erwärmt. Die effektive Kühlhöhe[7] beträgt ca. 140 m.

Temperatur T	**Dichte ρ**
15 °C	1.2108 $\frac{kg}{m^3}$
25 °C	1.1680 $\frac{kg}{m^3}$

Tabelle 1.1: Luftdichten vor und nach dem Wärmeaustausch

Das zum Auftrieb zur Verfügung stehende Druckgefälle Δp_A beträgt nach einsetzen der Werte aus Tabelle 1.1 in Gleichung 1.11:

$$\Delta p_A = 58.78\,\text{Pa}$$

Dieses Druckgefälle ist die treibende Kraft, welche die Luftströmung antreibt.

$$\Delta p_A = \Delta p_{dyn} + \Delta p_{stat}$$

Der dynamische Druckanteil steht vollständig zur Bewegung der Luftmasse aus der Ruhelage zur Verfügung:

$$\Delta p_{dyn} = \frac{\rho_L \cdot v^2}{2}$$

[7] Die effektive Kühlhöhe kann infolge von Schichtungseffekten höher als der Kühlturm sein. [3]

Der statische Anteil dient zur Überwindung der Strömungswiderstände:

$$\Delta p_{stat} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_L \cdot v^2}{2}$$

Eine genaue Betrachtung ist hier nicht möglich, da die ζ-Werte für solche Bauwerke bzw. für Rieseleinbauten nicht katalogisiert sind. Hierzu müssten genaue Werte durch Modellversuche oder Strömungssimulationen ermittelt werden. Im vorliegenden Fall werden die Einbauten oder Rieselplatten durch ein Lochblech ersetzt und die Umlenkverluste aus lüftungstechnischen Anwendungen übernommen, ζ-Werte siehe [15].

Widerstandsbeiwert	**Hypothese**
$\zeta_{Eintritt} = 0.7$	Rechteckige Eintrittsöffnung
$\zeta_{Umlenkung} = 1.4$	T-Stück 90°
$\zeta_{Einbeuten} = 2.3$	Lochblech mit 55% Öffnungen

Tabelle 1.2: ζ-Werte im Kühlturm

Der Widerstandsbeiwert der Reibung an der Kühlturmschale wird über das Colebrook Diagramm, siehe [27], ermittelt. Hierzu muss die dimensionslose Reynoldszahl Re ermittelt werden:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \tag{1.12}$$

Als erster Iterationsschritt wird eine Strömungsgeschwindigkeit von $v = 5\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$ und ein mittlerer Innendurchmesser $D = 100\,m$ gewählt, wobei die kinematische Viskosität von Luft $\nu = 15.8219 \cdot 10^{-6}\,\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}}$ beträgt. Nach einsetzen in Gleichung 1.12 erhalten wir:

$$Re = 3.125 \cdot 10^7 >> 2320$$

Es handelt sich eindeutig um eine turbulente Strömung. Die Rautiefe der Betonfugen im Kühlturm wird mit $k = 2.5\,\mathrm{cm}$ angenommen. Es ergibt sich ein Rauigkeitsbeiwert von $\frac{k}{D} = 0,00025$.Durch Ablesen des Colebrookdiagrammes erhalten wir:

$$\zeta_{Reibung} = 0.016$$

Der Rohrreibungsbeiwert ist im Vergleich zu den anderen Widerständen fast vernachlässigbar.

Die verlustbehaftete Bernouli Gleichung in Druckform lautet:

$$\Delta p_A = \frac{\rho_L \cdot v^2}{2} + \sum \zeta \cdot \frac{\rho_L \cdot v^2}{2} \tag{1.13}$$

Durch Umformen und Einsetzen des Archimedischen Auftriebes Gleichung 1.11 erhalten wir:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot (\rho_{Ein} - \rho_{Aus}) \cdot g \cdot H_{eff}}{\rho_L \cdot (1 + \sum \zeta)}} \tag{1.14}$$

Nach Einsetzen aller Größen erhält man eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Kühlturmröhre von:

$$v = 4.36 \frac{m}{s}$$

Infolge der Kontinuitätsgleichung ergeben sich im Einlaufbereich höhere Geschwindigkeiten, da die Kreisfläche des projizierten Kühlturmes größer ist als die Mantelfläche des Lufteinlaufes und somit eine Verengung darstellt.

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \tag{1.15}$$

Durch Umformen erhält man:

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot v_1 \tag{1.16}$$

Durch Einsetzen der kleinsten Kreisfläche des Kühlturmes und der Zylindermantelfläche des Einlaufes in die Kontinuitätsgleichung ergibt sich die mittlere Einströmgeschwindigkeit, Geometriedaten siehe Tabelle 1.3.

Benennung	**Formel**	**Variable**	**Wert**
Innendurchmesser	-	D_i	80 m
Querschnittsfläche	$A_1 = \frac{D_i^2 \cdot \pi}{4}$	A_1	5024 m^2
Grunddurchmesser	-	D_a	110 m
Einlaufhöhe	-	$H_{Einlauf}$	10 m
Eintrittsfläche	$D_a \cdot \pi \cdot H_{Einlauf}$	A_2	3454 m^2

Tabelle 1.3: Geometriewerte des Kühlturmes

Nach Einsetzen in Gleichung 1.16 erhalten wir:

$$v_2 = 6.3 \frac{m}{s}$$

Diese Werte decken sich größenordnungsmäßig mit den Angaben des Kraftwerkbetreibers bzw. ähnlich dimensionierter Kühltürme. Es werden hier etwa 6 $\frac{m}{s}$ bis 7 $\frac{m}{s}$ im Mittel an der Einlaufkante angegeben.

Trotz einfacher Annahmen kann hier mithilfe der Bernoulligleichung sehr gut abgeschätzt werden, in welchem Größenbereich sich die Strömungsvorgänge abspielen. Es ist aber anzumerken, dass die Geschwindigkeit über den Querschnitt infolge der Reibung ein allgemeines Profil entsprechend Abbildung 1.20 aufweisen wird und daher im Bereich der Randschicht deutlich geringere Geschwindigkeiten zu messen sein werden.

Abbildung 1.20 zeigt eine Fluidmechanische Simulation der Geschwindigkeiten im Kühlturm.

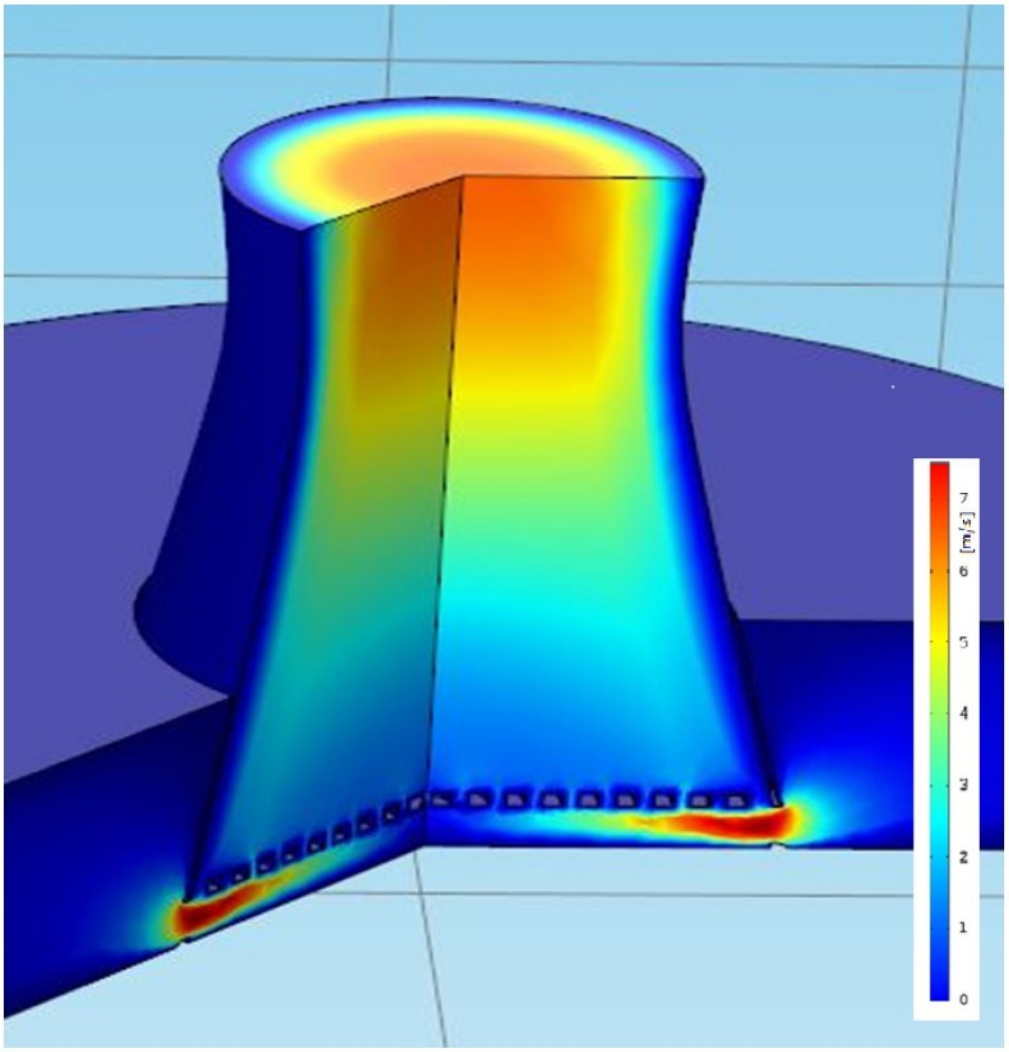


Abbildung 1.20: CFD Simulation des Kühlturmes

Diese abgeschätzte Geschwindigkeit ist auch als Windlast für das zu konstruierende Traversiersystem anzusehen.

2 Konstruktionsprozess

Um eine optimale Lösung zu erhalten und bei der Konstruktion nicht durch Zufall zu Lösungen zu kommen, wird methodisch vorgegangen. Hierzu gibt es eine Vielzahl an Philosophien und Lösungsstrategien[1]. In Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2221 wird der Konstruktionsprozess in dieser Arbeit in folgende Abschnitte gegliedert:

- Phase I: Planen und Klären der Aufgabe durch informative Festlegung
- Phase II: Konzipieren durch prinzipielle Festlegung
- Phase III: Entwerfen, d. h. gestalterische Festlegung der angestrebten Lösung
- Phase IV: Ausarbeiten, d. h. Erstellung der erforderlichen Unterlagen

Dieses in Abbildung 2.1 beschriebene Vorgehen erleichtert es, die Funktion und den Wesenskern der Aufgabe zu abstrahieren und die auftretenden Belastungen abzuleiten, um schlussendlich die Gestaltungsvariante rational zu begründen.

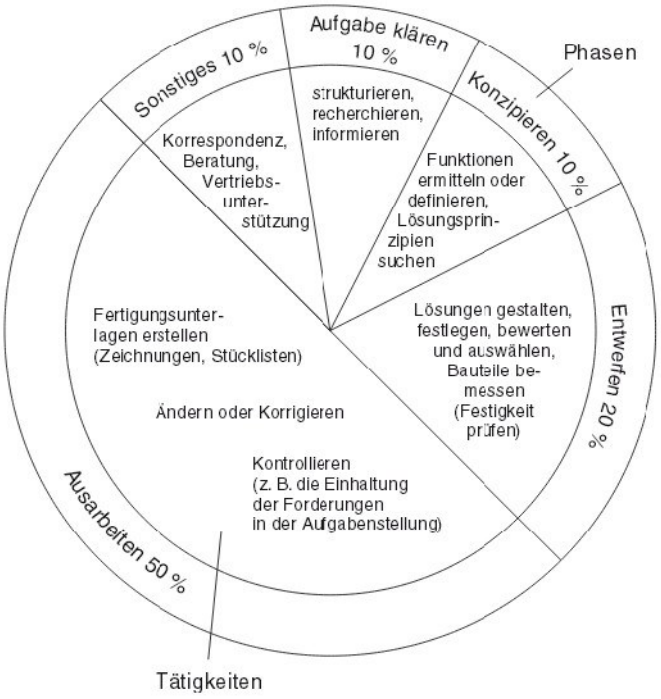


Abbildung 2.1: Häufigkeit von Phasen und Tätigkeiten in Konstruktionsabteilungen [21]

[1]Weiterführende Literatur dazu bietet das Werk Einführung in das Methodische Konstruieren [21].

2.1 Zielsetzung

Abbildung 2.2 zeigt die nachträglich angebrachten Strömungskörper und schematisch den Einsatzort des zu entwickelnden Messsystems.

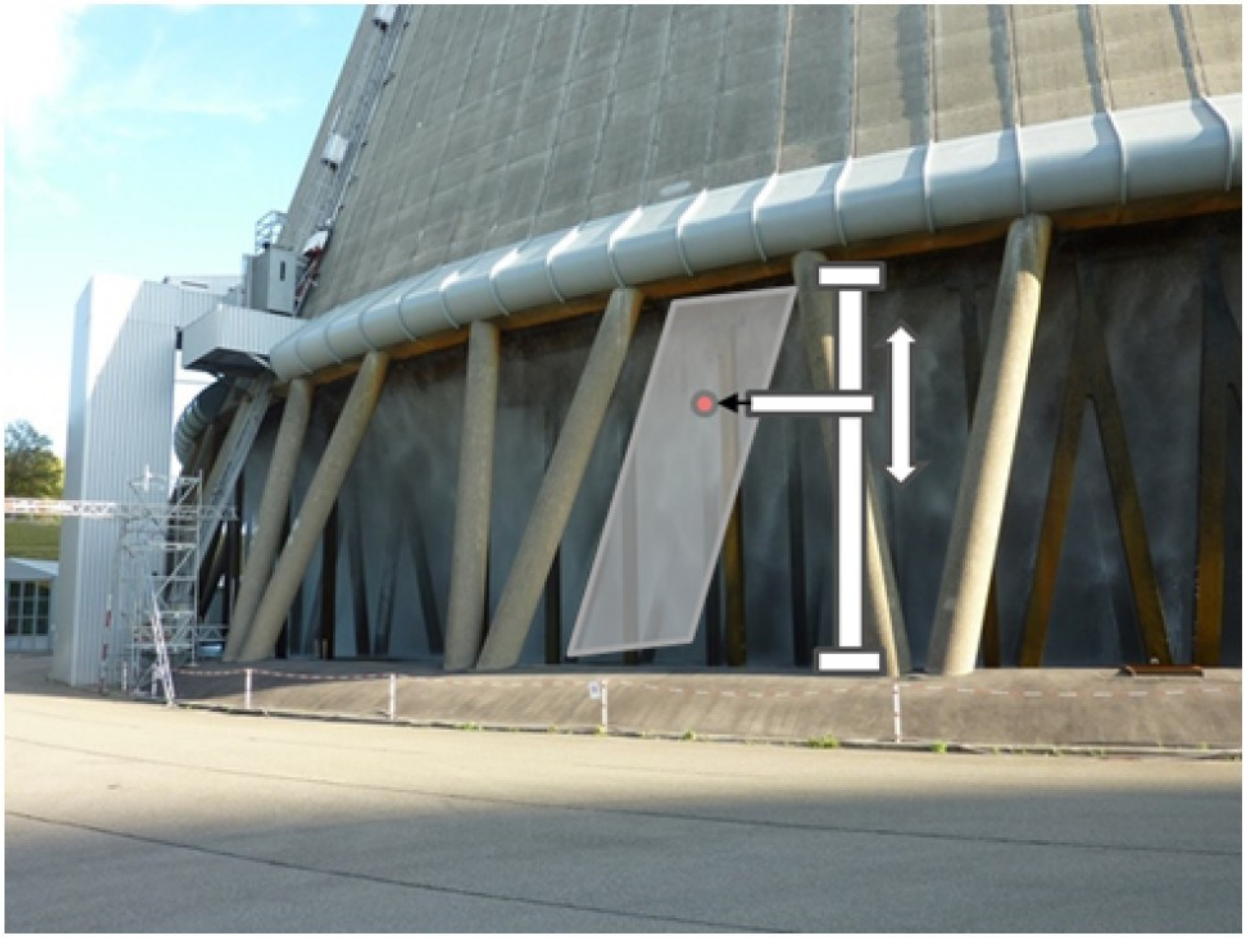


Abbildung 2.2: Detailaufnahme des Lufteinlaufes [28]

Die auf Ultraschall basierende Sensoreinheit sollte linear entlang der Eintrittsöffnung des Kühlturmes Strömungsmesswerte aufnehmen.

Die gesammelten Daten ermöglichen einen genaueren Einblick der vorliegenden Strömungsverhältnisse. Diese können aber auch die Evaluierung von Folgeprojekten ermöglichen, um eine sinnvolle Investitionsplanung und die Durchführung einer Anlagenänderung zu legitimieren. Mit Hilfe von fluidmechanischen Modellen soll die Mehrleistung eines Kühlturmes abgeschätzt werden.

Ziel dieser Arbeit ist die Konzipierung eines Travesiersystems, das einen für diese Anwendung entwickelten Kombinationssensor positioniert.

Vor Beginn der Planungs- bzw. Konstruktionsarbeiten sind alle notwendigen Parameter für die Aufgabe einzuholen:

- Geometrie des Kühlturmes
- Abmaße und Gewicht der zu positionierenden Sensoreinheit
- Spezifizierung der Förderleistung
- Anforderungen zum Betriebsablauf des Systems
- Umwelteinflüsse

Bei der technischen Umsetzung der Travesiereinheit sollte auf folgende Anforderungen Wert gelegt werden.

Die Travesiereinheit sollte:

- die Luftströmung selbst nur wenig beeinflussen, da sonst die Messwerte verfälscht werden
- über eine Wegmessung verfügen, um Positionsdaten an das Loggersystem zu liefern
- Höhendifferenzen von bis zu 10 m handhaben können
- keine baulichen Änderungen am Kühlturm erfordern
- einen schnellen Auf- und Abbau ermöglichen, um mehrere Messungen an einem Tag durchzuführen
- so ausgelegt sein, dass sie mit einem Pkw-Anhänger beförderbar ist, um eine schnelle Überstellung zu ermöglichen
- über eine autarke Energieversorgung verfügen.

Der Betrieb sollte bei Lufttemperaturen zwischen -15 bis 35°C (meteorologische Schwankung) sichergestellt sein. Zudem ist durch den Einsatz im Freien und der Nähe zum Regenvorhang mit hohen Luftfeuchtigkeiten und mit dem Eindringen von Wassertropfen zu rechnen.

2.1.1 Geometrie

Abbildung 2.3 zeigt die lichte Höhe der Eintrittsöffnung und die Geometrie des Lufteinlaufes. Die Höhendifferenz beträgt etwa 10 m. An dem Bauwerk sollten keine fixen Installationen angebracht werden. Es kann aber sehr wohl für den Zeitraum der Messung zur Abstützung verwendet werden.

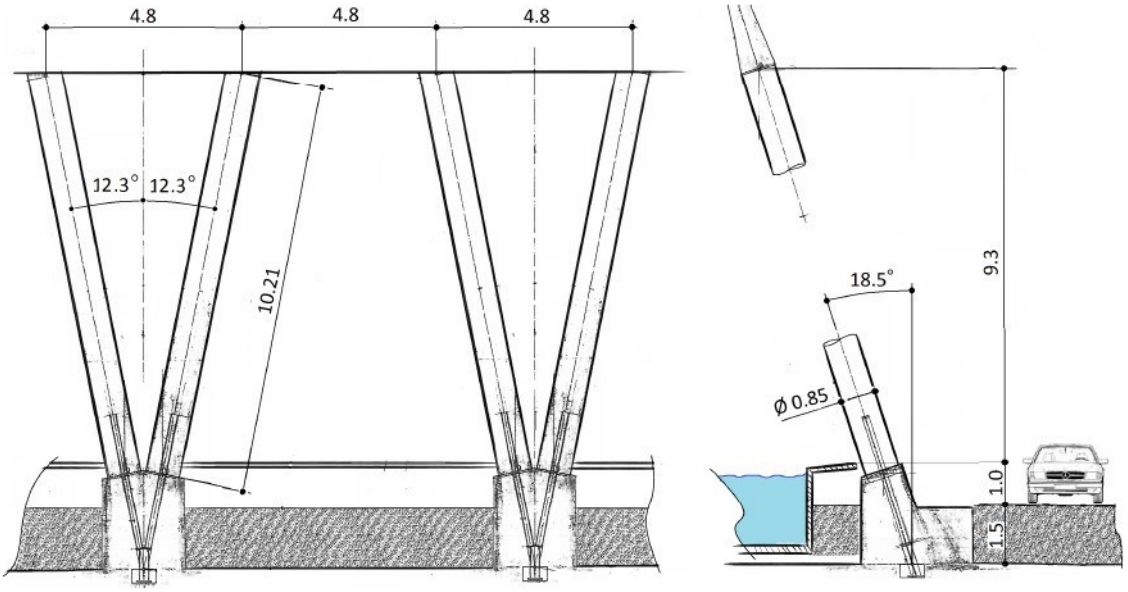


Abbildung 2.3: Projektionen der Einlaufgeometrie

Um Messwerte zu erhalten die statistisch eine geringe Standardabweichung haben, werden mehrere Messungen polar am Umfang entsprechend Abbildung 2.4 des Kühlturmes durchgeführt. Um dies in einen möglichst kurzen Zeitfenster zu bewerkstelligen, sollte das Positioniersystem einfach demontier- und mit Hilfe eines PKW Anhängers transportierbar sein.

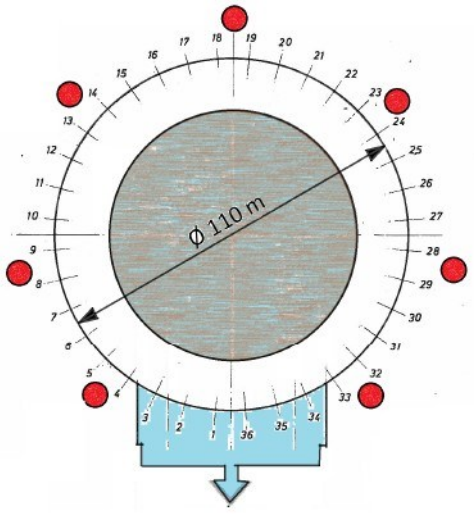


Abbildung 2.4: Messstellen polar am Kühlturm

2.1.2 Sensoreinheit

Die Sensoreinheit nimmt über einen dreidimensionalen Ultraschalsensor mit Inclinometer folgende Daten auf:

- Das instationäre Geschwindigkeitsfeld und das sich daraus ergebende
- Turbulenzfeld

Das zusätzliche Inclinometer liefert genaue Daten zur Ausrichtung des Sensors. Somit können Winkelabweichungen infolge der Positionierung komplett ausgeglichen werden und auf eine Referenzierung der Winkelkoordinaten kann somit vollkommen verzichtet werden. Dies ist ein großer Vorteil und erlaubt eine einfachere Konstruktion.

Des Weiteren werden folgende Größen, welche als konstant für das Feld angesehen werden, erfasst:

- Lufttemperatur mittels PT100
- Luftdruck mittels Piezosensor
- Luftfeuchtigkeit mittels Kapazitivem Sensor

Der fehlende Parameter der Position muss von der Travesiereinheit geliefert werden. Hierfür ist ein Wegmesssystem zu implementieren.

Alle Messwerte werden von einem Datenlogger aufgezeichnet. Die Stromversorgung wird durch einen Lithium-Polymer Akkumulator bewerkstelligt.

Abbildung 2.5 zeigt die Geometrie des Ultraschallsensors.

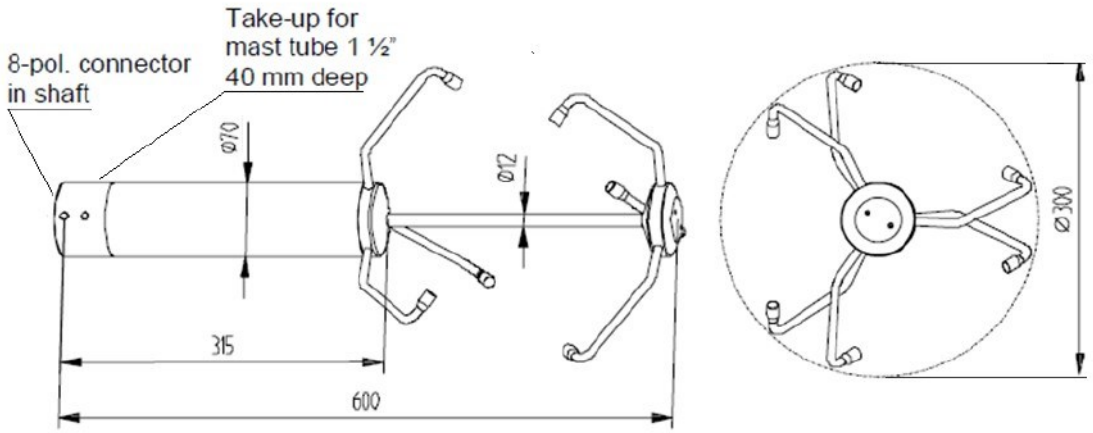


Abbildung 2.5: Abmaße des Ultraschallsensors [20]

Tabelle 2.1 beinhaltet die Gewichte der Komponenten der Sensoreinheit.

Komponente	**Gewicht** *kg*	**Bauraum** *mm*
Ultraschallsensor	0.5 kg	∅ 300 x 600
Akkumulator	1 kg	106 x 62 x 68
Logger und Kabel	1 kg	
Restliche Sensoren	vernachlässigbar	
Gesamtgewicht	2.5 kg	

Tabelle 2.1: Sensorkomponente und Gewichte

Die notwendige Verharrungszeit pro Messpunkt beträgt etwa 15 Sekunden. Tabelle 2.2 schätzt die notwendige Messzeit des Systems ab.

Dauer eines Messvorganges	
Länge der Messstrecke	10 m
Messpunktabstand	0.1 m
Anzahl Messpunkte	100
Verharrungszeit	15 s
Fahrt zum nächsten Punkt	10 s
Gesamtzeit	$2500\,s = 41$ min

Tabelle 2.2: Zeitabschätzung

Die Fahrzeit zum nächsten Punkt gilt als Richtwert, wenn diese aber verkürzt werden kann, ist dies von Vorteil. Die Einzellasten können, wenn notwendig voneinander getrennt werden, um die Massenmomente zu senken.

Um nicht zwei eigene Stromversorgungen für unsere Positioniereinrichtung zu verwenden, kann der verwendete Akkumulator mitverwendet werden, er muss dafür der Leistungsaufnahme aber entsprechend vergrößert werden.

2.2 Konzeptentwicklung

Zur Realisierung des Positionierungsystems sind zahlreiche Konzeptvarianten möglich, die auf Strukturen aus Kran, Seilbahn oder der Lineartechnik zurückgreifen, um den Sensor im Bauraum Abbildung 2.6 zu positionieren.

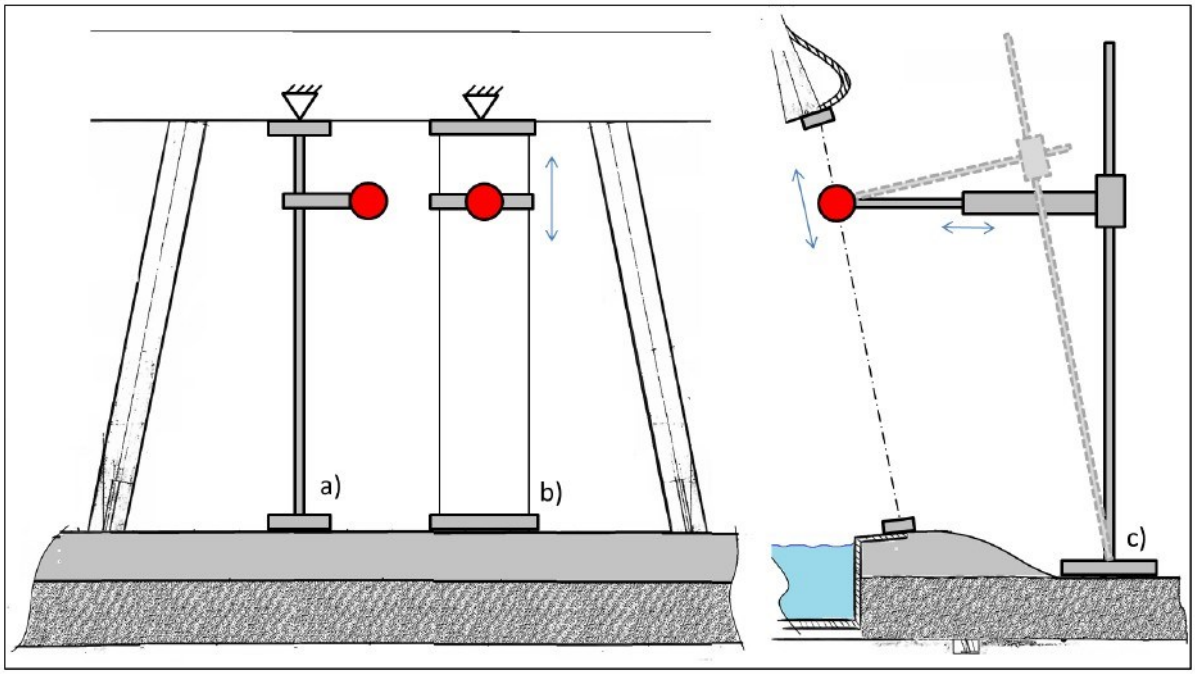


Abbildung 2.6: Konzeptvarianten und Bauraum für die Travesiereinheit, Träger- (a), Seil- (b) und Mastsystem (c)

Aufgrund der erheblichen Bauhöhen ist auf den ersten Blick abzusehen, dass die Auslegung eines solchen Trägersystems (a) gewissenhaft hinsichtlich Umfallen und struktureller Integrität zu erfolgen hat, und nicht ohne weiteres leicht aufzustellen ist.

Ein Zweiseilsystem (b), um die Rotation des Sensors zu behindern, erscheint einfacher, jedoch stellt sich hier die Frage der Befestigung des oberen Festlagers.

Ein Mastsystem (c) ist auf Kippsicherheit sowie auf Knickung zu prüfen. Des Weiteren treten zusätzliche Massenmomente auf. Ein geneigter Mast würde die zusätzlich notwendige Bewegungsachse kompensieren (Schraffur).

Für das Aufstellen eines Trägers oder Mastes beziehungsweise zum Befestigen des oberen Festlagers eines Seilsystems besteht die Möglichkeit einen Mobilkran für die Dauer der Messung zu mieten.

Der Markt bietet eine Vielzahl an Herstellern und Verleihunternehmen für diese Gerätschaften und Dienste an. Eine solche Vorgangsweise würde das Positioniersystem stark vereinfachen. Jedoch würde dies aufgrund der relativ hohen Verleihgebühren die Messkosten stark anheben.

Solche Mobilkrane wie in Abbildung 2.7 sind selbst in der Leichtausführung für weitaus höhere Nutzlasten als unser Sensorgewicht konstruiert und für uns überdimensioniert, aber grundsätzlich einsetzbar.



Abbildung 2.7: Symbolfoto eines Mobilkranes

Um jedoch autark agieren zu können, sollte das Travesiersystem ohne fremde Kransysteme aufgestellt werden können.

Abbildung 2.8 zeigt wie durch Nutzung der Geometrie der Kühlturmstützen ein Krafteinleitungspunkt geschaffen werden könnte.

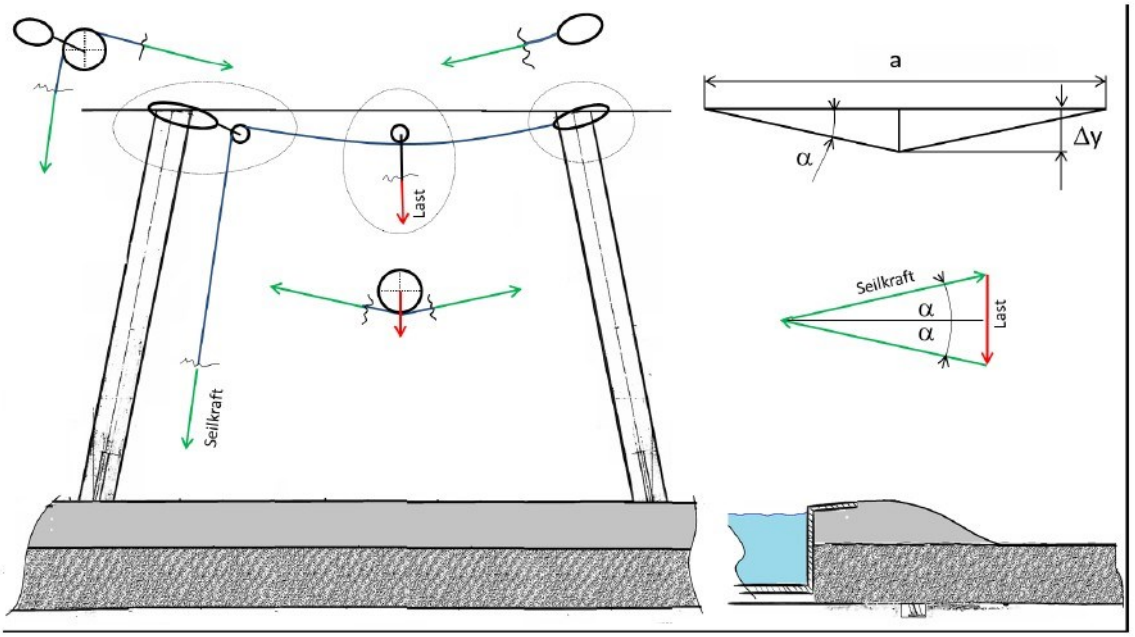


Abbildung 2.8: Schnittkräfte eines durch Seile geschaffenen Krafteinleitungspunktes

Eine einfache Abschätzung gibt Aufschluss ob eine solche Konstruktion mithilfe einfacher Seilflaschen als oberes Lager zum Aufstellen bzw. zum Betrieb eines Träger bzw. Seilsystems geeignet ist. Die Befestigung der Seilflaschen ist mit technischen Klettergeräten zu bewerkstelligen.

Annahmen:

- Seilwinkel $\alpha = 2°$
- Abstand zwischen 2 Stützen $a = 4.8\,\mathrm{m}$
- Lastkraft $\mathrm{F} = 500\,\mathrm{N}$ Sensormasse, Seilmasse und Vorspannkraft bzw. Traversenmasse beim Aufstellen.

Absenkung des Kraftangriffspunktes:

$$\Delta y = \frac{a}{2} \cdot \tan\alpha = \frac{4.8}{2} \cdot \tan(2°) \cong 8.3\,\mathrm{cm}$$

Bei der Wahl eines steileren Winkels würden zu viele Messpunkte verloren gehen.

Die Seilkraft wird über das Kräftedreieck berechnet:

$$F_{Seil} = \frac{\mathrm{F}}{2 \cdot \sin\alpha} = \frac{500}{2 \cdot \sin 2°} \cong 7163\,\mathrm{N}$$

Die Seilflasche am linken Steher ist Aufgrund der Umlenkung höher belastet. Je nach Winkel, der für den Reibschluss der Flasche am Steher notwendig ist, ergibt sich als minimale Kraft auf den Steher (Annahme $\mu_{Beton/Gewebe} = 1$, ergibt ein rechtwinkeliges Kräfteparallelogramm):

$$\begin{aligned} \text{Annahme}: \alpha_{Reib} &= \arctan\mu = \arctan(1) = 45° \\ \vec{F}_{Steher} &= \begin{bmatrix} F_{Seil} \\ F_{Seil} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 7163 \\ -7163 \end{bmatrix} \mathrm{N} \\ |F_{Steher}| &= \sqrt{2 \cdot F_{Seil}^2} \cong 10131\,\mathrm{N} \end{aligned} \tag{2.1}$$

Die ohnehin hochbelasteten Kühlturmstützen mit über 10 kN zu beaufschlagen müsste im Vorhinein mit dem Kühlturmhersteller abgeklärt werden.

Weiters ist festzuhalten, dass sich die Stützenprofile und Abmessungen stark je nach Kühlturm ändern. Um eine hohe Flexibilität zu gewähren, wird von Lösungen die die Kühlturmstützen einschließen, abgesehen.

Folglich werden Konzepte a) und b) ausgeschlossen um einerseits auf fremde Hubsysteme zu verzichten und um eine möglichst hohe Flexibilität gewähren zu können.

Konzept c) kann unabhängig von der Geometrie aufgestellt werden und kann auch für Messungen bei anderen Problemstellungen verwendet werden.

2.2.1 Mastsystem

Für das Konzept eines freistehenden Mastes müssen mehrere Betriebszustände, Abbildung 2.9, betrachtet werden.

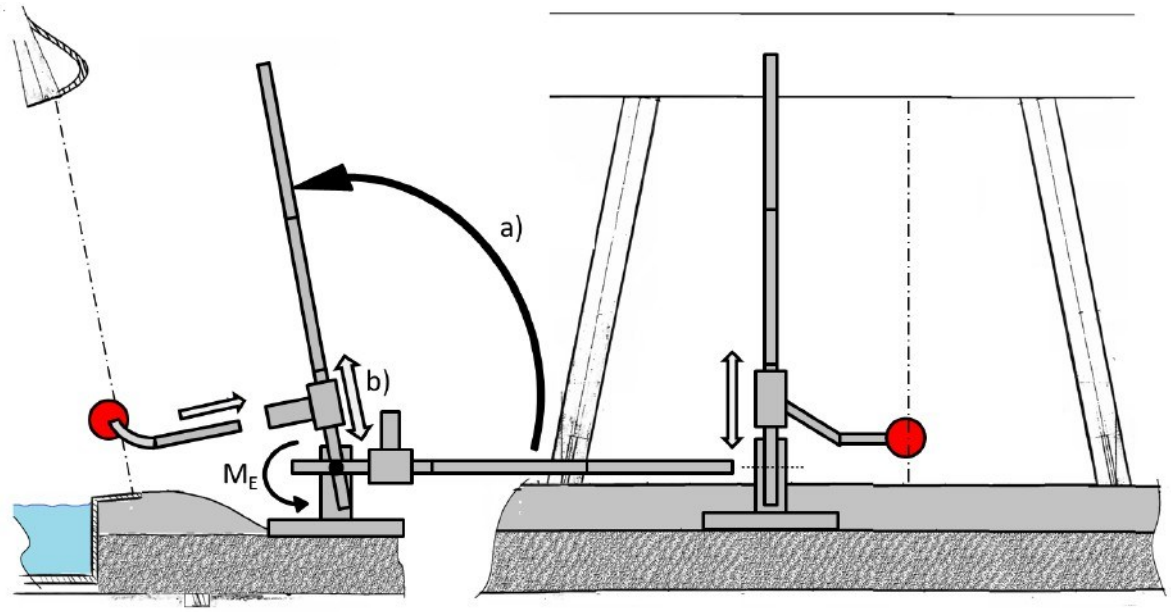


Abbildung 2.9: Skizze des Mastsystems

- a)Aufstellen bzw. Niederlegen des Mastes
  - Der Mast wird im unteren Totpunkt wie ein Kragträger durch sein Eigengewicht auf Biegung beansprucht und muss dem Standhalten.
  - Im oberen Totpunkt ist der Mast auf Knickung beansprucht
  - Notwendiges Antriebsmoment um den Mast zu bewegen.
- b) Betrieb, Befahren der Messstrecke
  - Verformungen durch Strömungskräfte und Massenkräfte durch die Schrägstellung

In allen diesen Fällen muss Kippsicherheit gewährleistet sein!

Da ein 10 m langer Mast nicht am Stück transportabel ist, wird der Mast aus Einzelsegmenten zusammengebaut.

Um das Sensorsystem vor Beschädigung zu schützen, wird es nach dem Aufstellen bzw. vor dem Absenken des Mastes montiert.

Abbildung 2.10 zeigt den schematischen Aufbau und das Funktionsprinzip des Mastes.

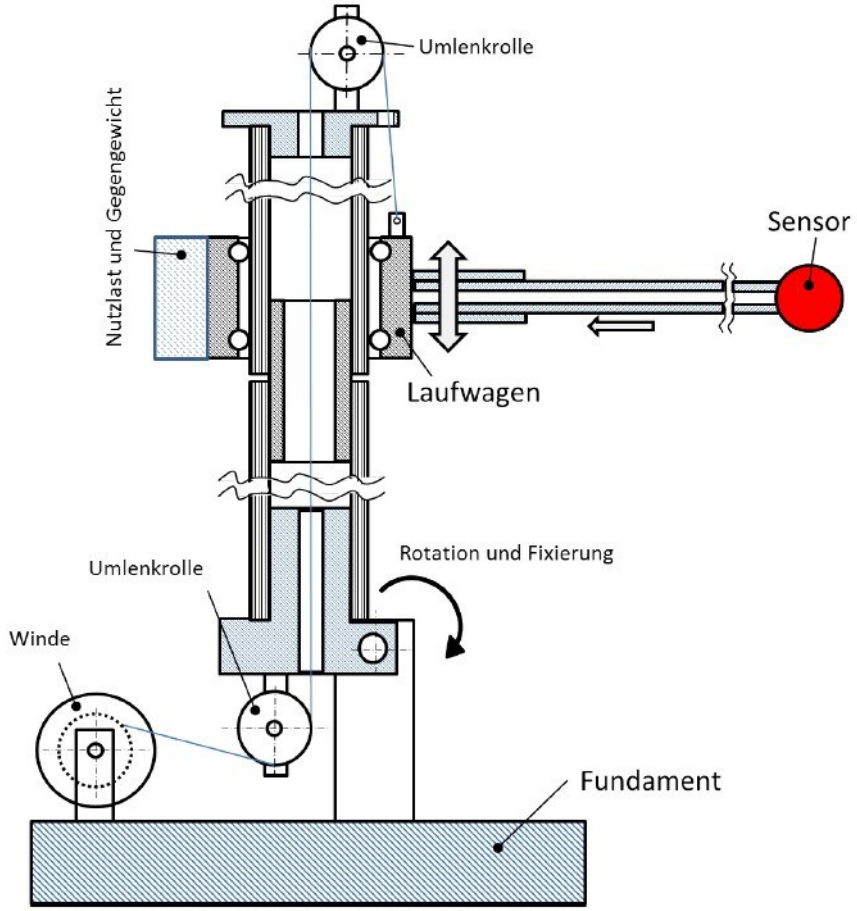


Abbildung 2.10: Schematischer Aufbau des Mastes

Durch das Mastrohr kann das Bewegungsseil des Messwagens geführt werden. Die Antriebseinheit hierfür kann somit im Mastfuß untergebracht werden.

Es müssen also keine weiteren Gewichte in der Nutzlast veranschlagt werden.

Die Massen können am Messwagen so angebracht werden, dass sich die Massenmomente minimieren.

Der Sensor wird steckbar am Laufwagen montiert um Beschädigungen während des Mastaufstellens zu verhindern.

2.3 Festigkeitsbetrachtung/ Dimensionierug

Bevor mit einer Detailkonstruktion begonnen werden kann, sind prinzipielle Festlegungen zu treffen. Hierzu müssen die Beanspruchungen und ihre Einflussgrößen abgeschätzt werden, um kritische Querschnitte zu dimensionieren, sowie eine Werkstoffauswahl treffen zu können.

2.3.1 a) Aufstellen des Mastes

Der mindestens 10 m lange Mast wird beim Aufstellen bzw. Absenken durch sein Eigengewicht auf Biegung belastet. Das erforderliche Antriebsmoment muss von einem Aktuator bereitgestellt werden.

Es ist abzusehen, dass ein geringes Gewicht, gepaart mit hoher Werkstofffestigkeit sowie E-Modul des eingesetzten Werkstoffes, zu einem Optimum führen wird.

Da ein beweglicher Schlitten an der Kontur des Mastrohres bewegt werden soll, wird ein konstanter Querschnitt des Mastrohres erforderlich. Eine optimierte Kontur, wie sie für einen Träger gleicher Biegespannung und optimaler Materialverteilung von Nöten wäre, ist hier nicht anwendbar bzw. wäre von immensem fertigungstechnischen Aufwand.

Die Masse des Schlittens und der Nutzlast kann hier vernachlässigt werden, da der Schlitten sich beim Aufstellen im unteren Totpunkt befindet und die Nutzlast erst bei stehendem Masten montiert wird.

Aus Sicherheitsgründen wird dieser Lastfall aber im Kapitel 2.3.6 betrachtet.

2.3.2 Biegung durch Eigengewicht

Abbildung 2.11 zeigt das Ersatzsystem des Mastrohres, es entspricht einem Kragträger der durch sein Eigengewicht belastet wird:

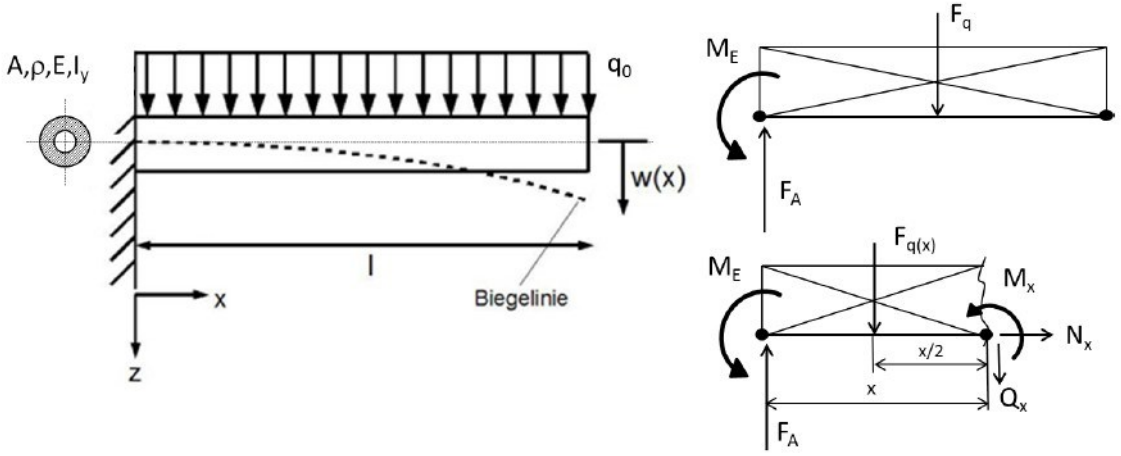


Abbildung 2.11: Ersatzsystem eines vom Eigengewicht belasteten eingespannten Trägers

Die Streckenlast q_0 kann als Funktion der Dichte ρ des Querschnittes A und der Erdbeschleunigung g ausgedrückt werden, und ist somit nur vom eingesetzten Werkstoff abhängig:

$$q_0 = A \cdot g \cdot \rho \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right] \tag{2.2}$$

Die Gleichgewichtsbedingungen ergeben folgende Auflagereaktionen:

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
\sum F_y &= 0 = F_A - F_q \\
&F_A = F_q = q_0 \cdot l \\
&F_A = Ag\rho \cdot l \text{ [N]} \qquad (2.3) \\
\sum M_0 &= 0 = M_E - F_q \cdot \frac{l}{2} \\
&M_E = Ag\rho \cdot \frac{l^2}{2} \text{ [Nm]} \qquad (2.4)
\end{aligned}$$

Der Querkraft- und Momentenverlauf kann über den Schnitt in Abbildung 2.11 beschrieben werden:

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \;\; N_{(x)} = 0 \\
\sum F_y &= 0 = F_A - F_q(x) - Q_(x) \\
&Q_{(x)} = F_A - F_q(x) = Ag\rho \cdot l - Ag\rho \cdot x \\
&Q_{(x)} = Ag\rho \cdot (l - x) \text{ [N]} \qquad (2.5)
\end{aligned}$$

Abbildung 2.12 zeigt den Querkraftverlauf des Mastes.

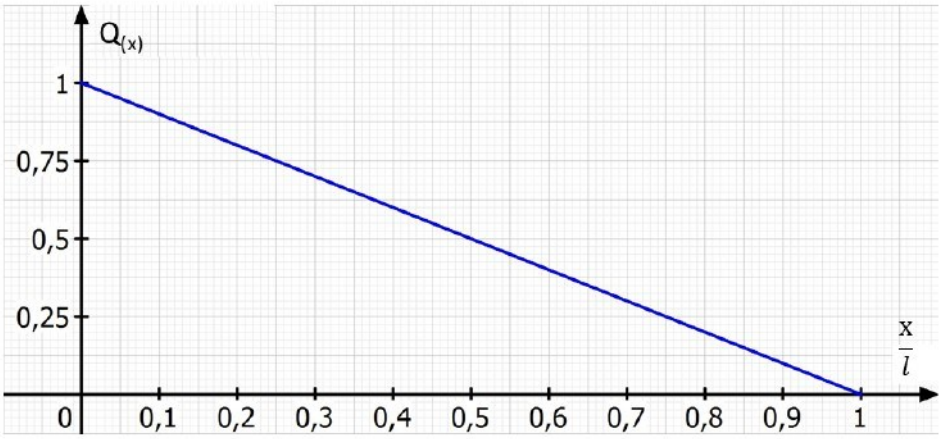


Abbildung 2.12: Querkraftverlauf des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$

$$\begin{aligned}
\sum M_x &= 0 = M_E - F_A \cdot x + F_q(x) \cdot \frac{x}{2} + M_x \\
&M_{(x)} = Ag\rho \cdot l \cdot x - Ag\rho \cdot \frac{l^2}{2} - Ag\rho \cdot x \cdot \frac{x}{2} \\
&M_{(x)} = Ag\rho \cdot \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \text{ [Nm]} \qquad (2.6)
\end{aligned}$$

Abbildung 2.13 zeigt den Momentenverlauf des Mastes.

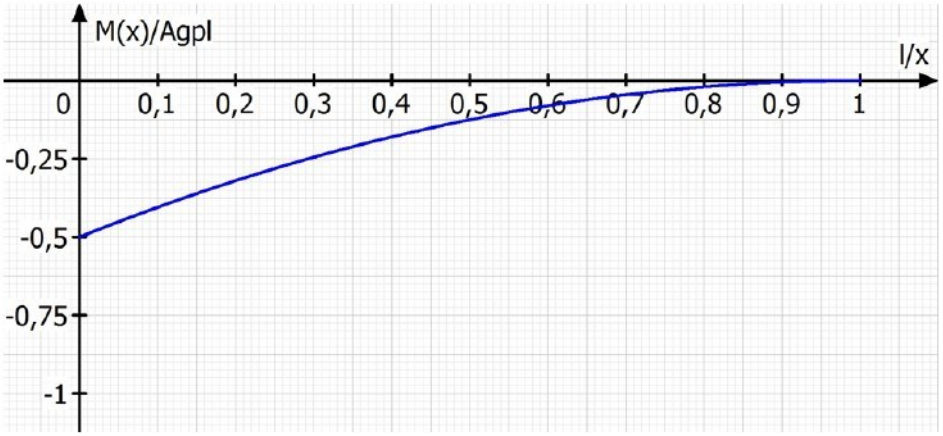


Abbildung 2.13: Momentenverlauf des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$

Um die Durchbiegung des Mastes abzuschätzen, muss die Biegelinie berechnet werden. Die Biegeliniendifferenzialgleichung lautet:

$$\alpha_{(x)} \approx w_{(x)}{}' = -\frac{1}{E \cdot I} \cdot \int M_{(x)} dx$$

Abbildung 2.14 zeigt die zu erfüllenden Randbedingungen:

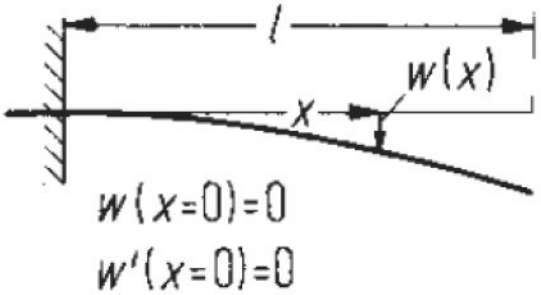


Abbildung 2.14: Randbedingungen der Biegelinie

Durch Einsetzen von $M_{(x)}$ erhält man den Winkel der Biegeline:

$$\begin{aligned} w_{(x)}{}' &= -\frac{1}{E \cdot I} \cdot \int Ag\rho \cdot \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right) dx \\ w_{(x)}{}' &= \frac{Ag\rho}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{x^3}{6} - \frac{l \cdot x^2}{2} + \frac{l^2 \cdot x}{2} \right) [°] \end{aligned} \tag{2.7}$$

Die Randbedingung wird bereits erfüllt.

Durch weitere Integration wird die Biegelinie bestimmt:

$$\begin{aligned} w_{(x)} &= \int {w_{(x)}}' dx \\ w_{(x)} &= \frac{Ag\rho}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{x^4}{24} - \frac{l \cdot x^3}{6} + \frac{l^2 \cdot x^2}{4} \right) \text{ [m]} \end{aligned} \tag{2.8}$$

Auch hier ist die Randbedingung erfüllt und alle Integrationskonstanten fallen weg.

Abbildung 2.15 zeigt die Biegelinie des Mastes.

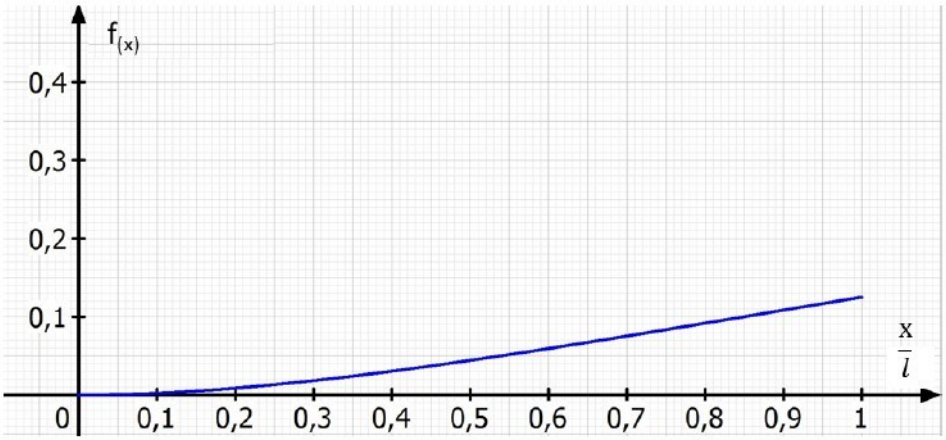


Abbildung 2.15: Durchbiegung des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$

Die maximale Durchbiegung am Trägerende ergibt sich bei $x = l$. Durch anschließende Variablentrennung kann zwischen Geometrie und Materialkennwerten unterschieden werden:

$$f_{max} = \frac{Ag\rho \cdot l^4}{8 \cdot E \cdot I} = \left[\frac{A \cdot g \cdot l^4}{8 \cdot I} \right] \cdot \left[\frac{\rho}{E} \right] \text{ [m]} \tag{2.9}$$

Dieses Verfahren, strukturmechanische Probleme gemäß optimaler Materialauswahl zu betrachten, hat der englische Materialwissenschaftler Professor Michael F Ashby[2] mit den nach ihm benannten Ashby Maps perfektioniert.

Für unseren Fall muss der Ausdruck $(\frac{E}{\rho})$ ein Maximum anstreben.

[2]Materials. Engineering, Science, Processing and Design [1]

Abbildung 2.16 zeigt die Ashby Map der wichtigsten Konstruktionswerkstoffe für geringste Durchbiegung.

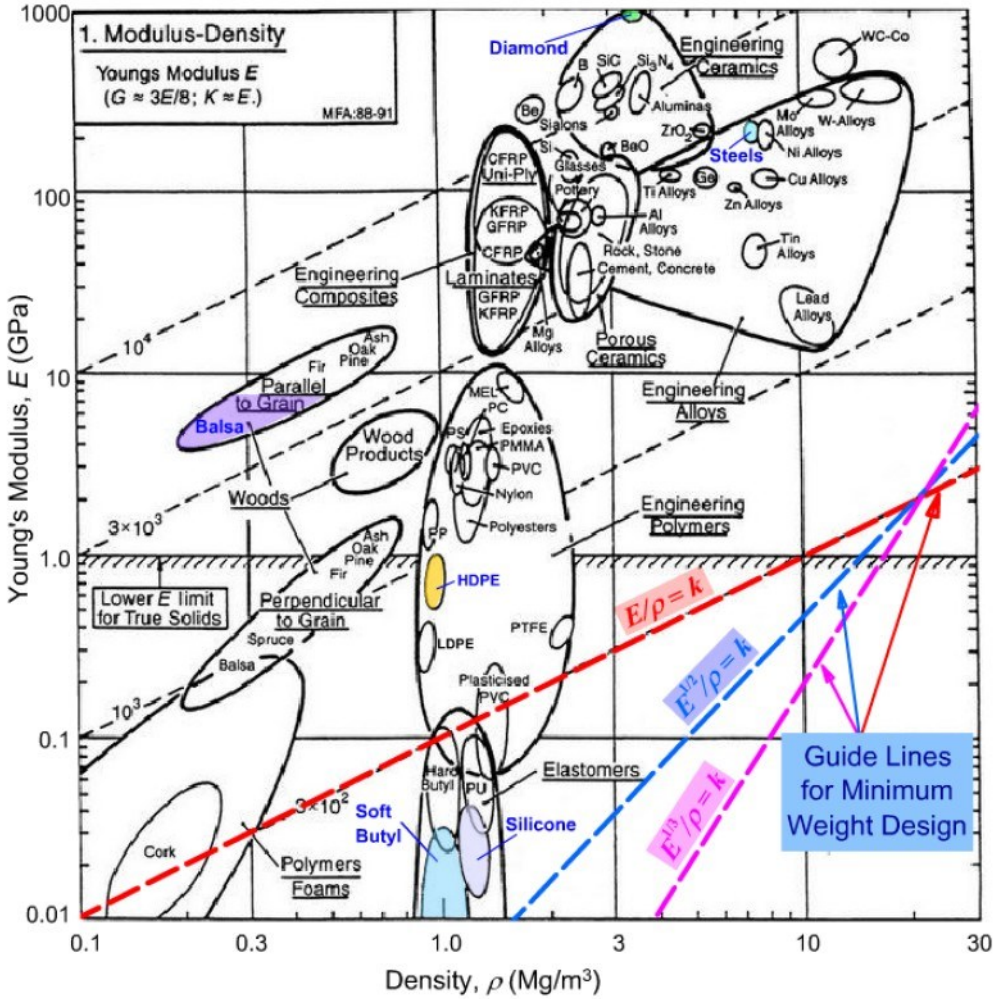


Abbildung 2.16: Ashby Map: E-Modul-Dichte [1]

Es bedarf zur Interpretation der Ashby Maps Erfahrung mit Materialeigenschaften. Für unseren Fall ist beispielsweise zu sehen, dass Keramiken am besten geeignet wären. Dies ist aber ein Trugschluss, da für Gläser und Keramiken die maximal ertragbaren Druckspannung/Module herangezogen werden. Auch Werte wie Kerbschlagarbeit werden hier nicht einbezogen.

Eindeutig wird aber festgestellt, dass unidirektionale orientierte Kohlefasergewebe um Größenordnungen besser geeignet sind als Stahl oder Aluminiumwerkstoffe.

Natürlich ist auch der Preis zu hinterfragen. Jedoch wirkt sich eine Gewichtsreduktion ebenfalls auf die Dimensionierung anderer Komponenten aus.

Zu einem ähnlichen Ergebnis gelangt man, wenn das Biegeproblem hinsichtlich der größten Biegespannung des Trägers ausgewertet wird.

Die Biegespannung berechnet sich durch:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_{(x)}}{W} = \frac{Ag\rho \cdot \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2}\right)}{W} \tag{2.10}$$

Die größte Beanspruchung ergibt sich im Auflager bei $x = 0$. Die Auswertung für einen dünnwandigen Rohrquerschnitt ergibt:

$$\sigma_{bMax} = \frac{D_m \cdot \pi \cdot t \cdot g\rho \cdot \frac{l^2}{2}}{\frac{D_m^2 \cdot \pi \cdot t}{4}} = \frac{\rho g \cdot l^2}{Dm} \text{ [Pa]} \tag{2.11}$$

Nach Ashby erhält man den Materialparameter ($\frac{\sigma}{\rho}$). Abbildung 2.17 zeigt die Ashby Map der wichtigsten Konstruktionswerkstoffe für die Betrachtung der Fließspannung.

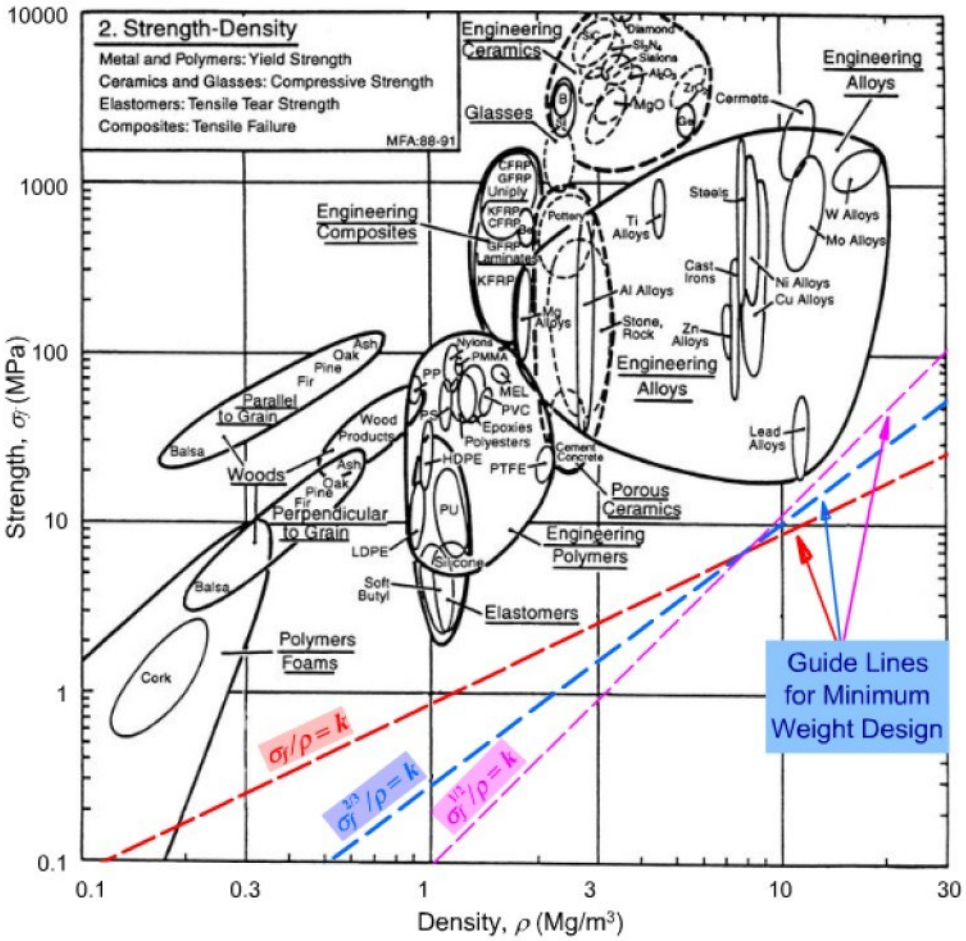


Abbildung 2.17: Ashby Map: Fließspannung-Dichte [1]

Auch hier ist eindeutig die Überlegenheit des Faserwerkstoffes zu sehen.

Diese Materialauswahl muss sich natürlich auch für den Knickfall bestätigen. Diese wird im Kapitel 2.3.3 behandelt. Aufgrund der Gewichts- und Festigkeitsüberlegenheit für lange Strukturbauteile bieten viele Hersteller gewickelte oder pultrudierte Kunstoffprofile an, die im Boots-,Flugzeug- und Sondermaschinenbau zur Anwendung kommen. Die Faserausrichtung kann je nach Anwendungsfall optimal eingestellt werden. Für unseren Fall eignen sich unidirektionale Gewebe am besten.

Folgend wird ein 10 m langer Mast aus 4 segmentierten 2.5 m langen Steckrohren für den Mastbau D70 x 3 entsprechend Abbildung 2.18 in den Werkstoffen CfK, Al und Stahl verglichen.

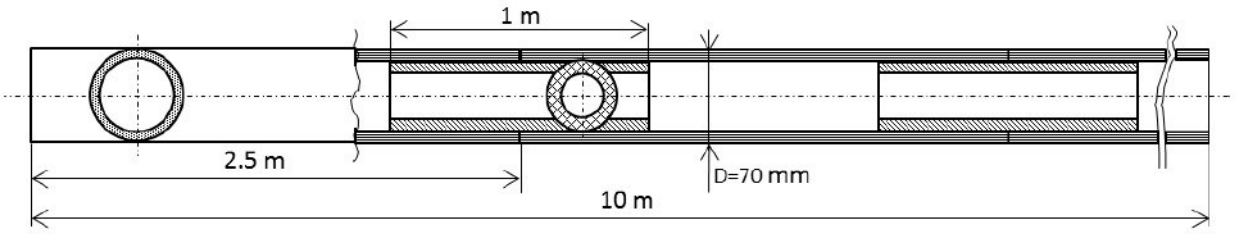
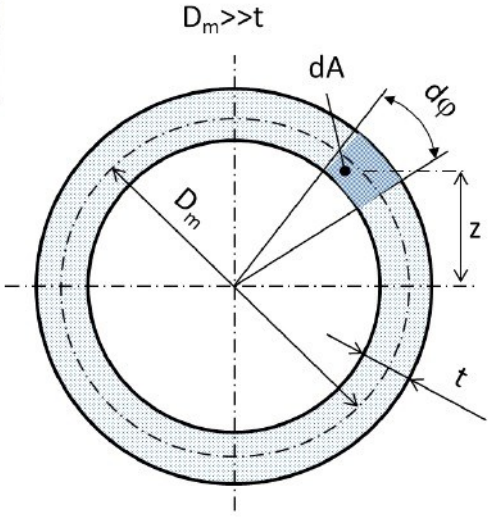


Abbildung 2.18: Stecksystem

Dieses Rohr wird als Baukastensystem von der Firma R & G angeboten. Grundsätzlich wären auch Spezialprofile aus dem Segelbootbau, erhältlich welche eine strömungsoptimierte Tropfenform aufweisen. Abbildung 2.19 zeigt die Skizze zur Herleitung der Flächenträgheitsmomente des dünnwandigen Rohres.



(a) R & G Carbon Steckrohre [26]



(b) Rohrquerschnitt

Abbildung 2.19: Rohrdimensionen und Bezeichnungen

Für die grobe Abschätzung wird nur mit dem Querschnitt des Außenrohres gerechnet. Ein Mittragen der Steckrohre wird vernachlässigt.

Dies bedeutet, dass real geringere Spannungen und Durchbiegungen und höhere Sicherheiten zu erwarten sind.

Das Flächenträgheitsmoment berechnet sich durch:

$$\begin{aligned} I &= \int z^2 \, dA \\ z &= \frac{D_m}{2} \cdot \sin\varphi \;,\; dA = \frac{D_m}{2} d\varphi \cdot t \\ I &= \int_0^{2\pi} \left(\frac{D_m}{2} \cdot \sin\varphi \right)^2 \cdot \frac{D_m}{2} \cdot t \, d\varphi = \frac{D_m^3 \cdot t \cdot \pi}{8} \left[\mathrm{m}^4\right] \end{aligned} \tag{2.12}$$

Das axiale Widerstandsmoment berechnet sich durch Division mit dem maximalen Randfaserabstand:

$$W = \frac{I}{e_{max}} = \frac{\frac{D_m^3 \cdot t \cdot \pi}{8}}{\frac{D_m}{2}} = \frac{D_m^2 \cdot t \cdot \pi}{4} \left[\mathrm{m}^3\right] \tag{2.13}$$

Tabelle 2.3 wertet die Geometriekennwerte für unser dünnwandiges Rohr aus:

Geometriekennwerte für $D_m = 67$ und $t = 3\,\mathrm{mm}$		
Fläche	$A = D_m \cdot \pi \cdot t$	$A = 631.46\,\mathrm{mm}^2$
Volumen	$V = A \cdot L$	$V = 631.46 \cdot 10^6\,\mathrm{mm}^3$
Flächenträgheitsmoment	$I = \frac{D_m^3 \cdot \pi \cdot t}{8}$	$I = 354328\,\mathrm{mm}^4$
Widerstandsmoment	$W = \frac{D_m^2 \cdot \pi \cdot t}{4}$	$W = 10577\,\mathrm{mm}^3$

Tabelle 2.3: Geometrieparameter dünnwandig

Tabelle 2.4 betrachtet das selbe Rohr als dickwandig. Um einen systematischen Fehler auszuschließen wird der relative Fehler beider Rechenmethoden berechnet:

$$\Delta f = \left(1 - \frac{Dünnwandig}{Dickwandig}\right) \cdot 100\,[\%] \tag{2.14}$$

Geometriekennwerte für $D = 70$ und $d = 64\,\mathrm{mm}$			
Fläche	$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)$	$A = 631.5\,\mathrm{mm}^2$	$\Delta f = 0\,\%$
Volumen	$V = A \cdot L$	$V = 631.5 \cdot 10^6\,\mathrm{mm}^3$	
Flächenträgheitsmoment	$I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}$	$W = 355038\,\mathrm{mm}^4$	$\Delta f = 0.2\,\%$
Widerstandsmoment	$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$	$W = 10144\,\mathrm{mm}^3$	$\Delta f = -4.2\,\%$

Tabelle 2.4: Geometrieparameter

Das Widerstandsmoment ist bei der Betrachtung als dünnwandiges Rohr zu hoch, daher wird für weitere Berechnungen das Ergebnis des dickwandigen Rohres herangezogen.

Tabelle 2.5 stellt Materialkenngrößen der wichtigsten Werkstoffe für unseren Fall dar.

Materialkennwerte			
Werkstoff	Dichte $\rho\,[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}]$	E-Modul [GPa]	R_p [MPa]
Baustahl	7850	210	$275 - 350$
Aluminium	2700	70	$120 - 190$
CFK UD	1800	130	400

Tabelle 2.5: Werkstoffparameter [9]

Tabelle 2.6 wertet den Lastfall der Biegung beim Aufstellen des Mastes mit der Länge von 10 m mit der beschriebenen Geometrie und oben genannten Werkstoffen aus.

Die Sicherheit gegen plastische Verformung beträgt:

$$s = \frac{\sigma_{max}}{R_p}\ [-] \tag{2.15}$$

Auslegungskennwerte						
Werkstoff	$q_0 = Ag\rho\,[\frac{\text{N}}{\text{m}}]$	Trägermasse [kg]	M_e [Nm]	f_{max} [m]	σ_{max} [MPa]	$s\,[-]$
Baustahl	48.62	49.57	2431.54	0.815	239.70	1.14
Aluminium	16.72	17.05	836.33	0.840	82.44	1.45
CFK UD	11.15	11.36	557.55	0.301	54.95	7.27

Tabelle 2.6: Auslegungskennwerte

Diese grundsätzliche Auswertung vernachlässigt die zusätzlichen Massen der Kupplungsstellen bzw. sonstigen Anbauteilen am Mast. Es zeigt aber deutlich, dass die Werkstoffe Stahl und Aluminium bei einer solchen Auslegung bereits wenig Sicherheit gegen plastische Verformung aufweisen und der CFK Werkstoff deutliche Reserven besitzt.

Beim Aufstellen des Mastes wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht bis zum oberen Totpunkt kontinuierlich kleiner. Dieser Zusammenhang wird im Kapitel Biegung durch Schrägstellung betrachtet.

Des Weiteren ist das Einspannmoment infolge der geringeren Trägermasse bei Verwendung eines Leichtwerkstoffes relevant geringer. Dies erleichtert die Auslegung des Fundamentes gegen Kippen und die Aufstellmechanik wesentlich.

Da mit dem vorhin beschrieben CFK-Rohr bereits ansehnliche Werte erreicht wurden, wird diese Rohrdimension auch für die Betrachtung der Knickung geprüft.

Abbildung 2.20 beschreibt den selbigen Sachverhalt mit dem aus dem Leichtbau stammenden Begriff der spezifischen Steifigkeit.

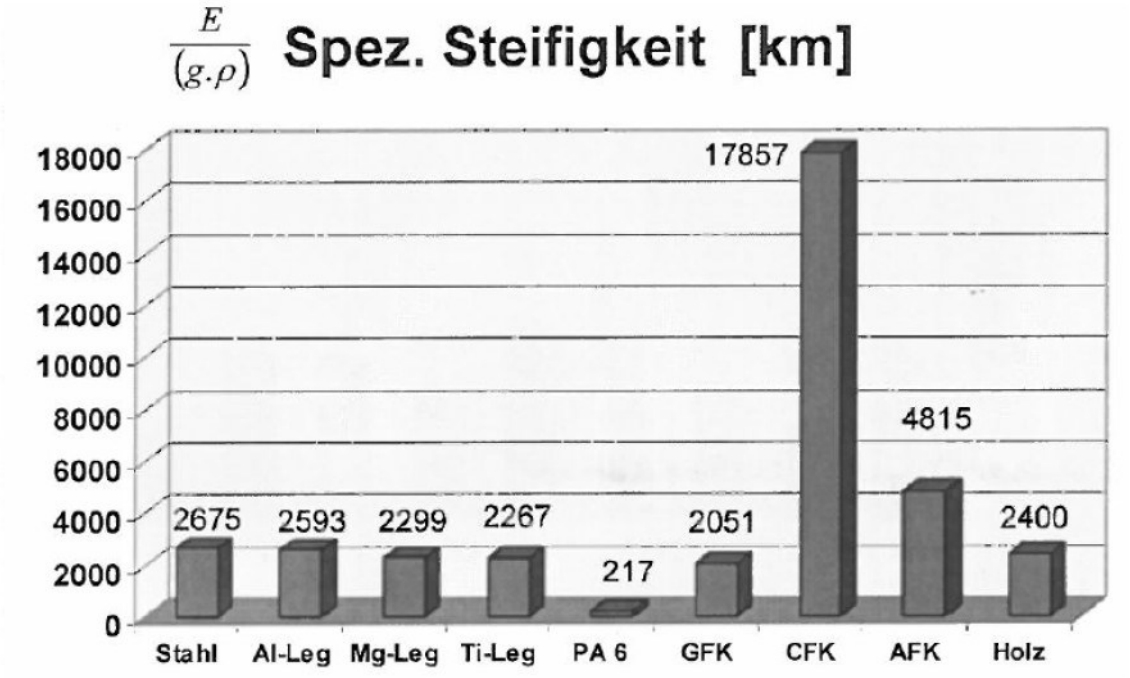


Abbildung 2.20: spezifische Steifigkeit [31]

2.3.3 Knickung durch Eigengewicht-Theoretische Masthöhe

Der aufgestellte Mast wird im oberen Totpunkt durch sein Eigengewicht auf Knickung beansprucht. Zusätzliche Kräfte treten noch nicht auf, da die Sensoreinheit noch nicht montiert ist.

Dabei handelt es sich um ein Stabilitätsproblem. Das Ausknicken und Einnehmen einer stabilen Form ist in diesem Fall zwar zulässig, aber nur solange die Proportionalitätsgrenze des Werkstoffes nicht überschritten wird und es nicht zu einer dauerhaften Verformung oder gar dem Bruch des Masten kommt. Aus ästhetischen Gründen sind aber stärkere Verformungen zu unterlassen. Es soll geklärt werden, welcher Werkstoff sich für diese Beanspruchung am besten eignet.

Abbildung 2.21 zeigt den Mast mit konstantem E,I der aufgrund seiner Dichte ρ im Schwerefeld der Erde auf Knickung beansprucht wird.

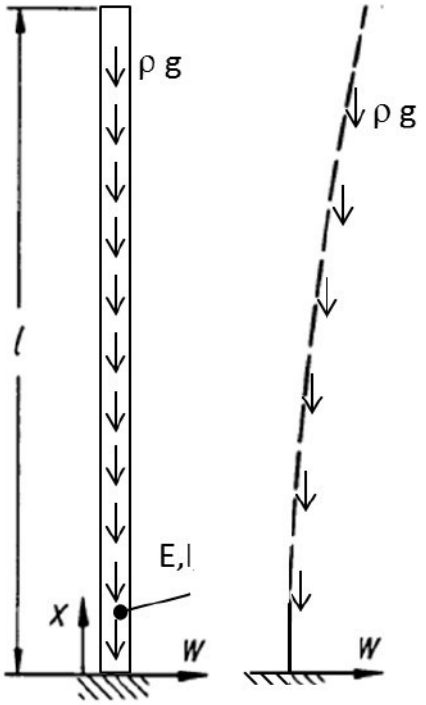


Abbildung 2.21: Mast im Erdschwerefeld

Die Eulerschen Knickgleichungen sind für diesen Anwendungsfall nicht mehr elementar lösbar. Mithilfe der Energiemethode kann ein Potential definiert werden, das numerisch lösbar ist. In einschlägiger Literatur sind aber viele technische Knickfälle gelöst.

Für einen Mast unter Eigengewicht gilt für die kritische Knicklänge folgender Zusammenhang [8]:

$$l_{krit} = 2.02 \cdot \left(\frac{E \cdot I_y}{\rho \cdot A} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ [m]} \tag{2.16}$$

Wie im Kragträgerproblem, wird Variablentrennung durchgeführt um Geometrie und Werkstoffkennwerte zu trennen:

$$l_{krit} = 2.02 \cdot \left(\frac{I_y}{A}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{E}{\rho}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.17}$$

Für unseren dünnwandigen Rohrquerschnitt gilt:

$$\left(\frac{I_y}{A}\right) = \frac{\frac{Dm^3 \cdot t \cdot \pi}{8}}{\frac{Dm \cdot t \cdot \pi}{1}} = \left(\frac{D_m^2}{8}\right) \tag{2.18}$$

Dieser Umformschritt ist für spätere Dimensionierungsaufgaben von Nutzen. Die maximale Höhe eines dünnwandigen Rohrmastes kann von seinem Material und seinem mittleren Durchmesser beschrieben werden.

$$l_{krit} = 2.02 \cdot \left(\frac{D_m^2}{8}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{E}{\rho}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{2.19}$$

Im Vergleich zum Biegeproblem ist hier der Ausdruck $\left(\frac{E}{\rho}\right)^{\frac{1}{3}}$ zu maximieren, um höchstmögliche Steifigkeit zu erzielen. Die Ashby Map Abbildung 2.16 ist wieder gültig. Wiederrum bestätigt sich der CFK-Werkstoff als beste Wahl.

Tabelle 2.7 zeigt die maximale Masthöhe bei Verwendung des bereits in der Biegedimensionierung gewählten Querschnittes D70 x 3.

Maximale theoretische Masthöhe l_{krit}			
Werkstoff	$q_0 = Ag\rho\,[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}]$	Trägermasse [Kg]	l_{krit} [m]
Baustahl	48.62	49.57	49.82
Aluminium	16.72	17.05	49.31
CFK UD	11.15	11.36	69.38

Tabelle 2.7: theoretisch mögliche Masthöhe

Es ist jedoch anzumerken, dass diese theoretische Berechnung Inperfektionen bzw. Schwingungen des Fundamentes oder Windlasten nicht berücksichtigen.

Daher soll die Knicksicherheit des unbelasteten Mastes Größenordnungen über der kritischen Last liegen.

Für die kritische Last (Eigengewicht) für diesen Fall gilt der Zusammenhang:

$$F_{krit} = (Ag\rho \cdot l)_{krit} = 0.795\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}\ [\mathrm{N}] \tag{2.20}$$

Tabelle 2.9 zeigt die Auswertung für unseren Mast $l = 10\,\text{m}$ mit den zugehörigen Sicherheiten gegen das kritische Knickeigengewicht.

Die konzeptionelle Sicherheit gegen Knicken berechnet sich durch:

$$s = \frac{F_{krit}}{F_m}\ [-] \tag{2.21}$$

Knicksicherheit				
Werkstoff	$F_m = Agp \cdot l$ [N]	F_{krit} [N]	l_{krit} [m]	s [−]
Baustahl	486.2	5850.1	51.3	12.0
Aluminium	167.2	1950.0	50.4	11.7
CFK UD	111.5	3621.47	70.7	32.5

Tabelle 2.8: Sicherheit gegen Knicken durch Eigengewicht

Abbildung 2.22 stellt den Sachverhalt für dieses Instabilitätsproblem dar und zeigt den Vorteil von Faserwerkstoffen.

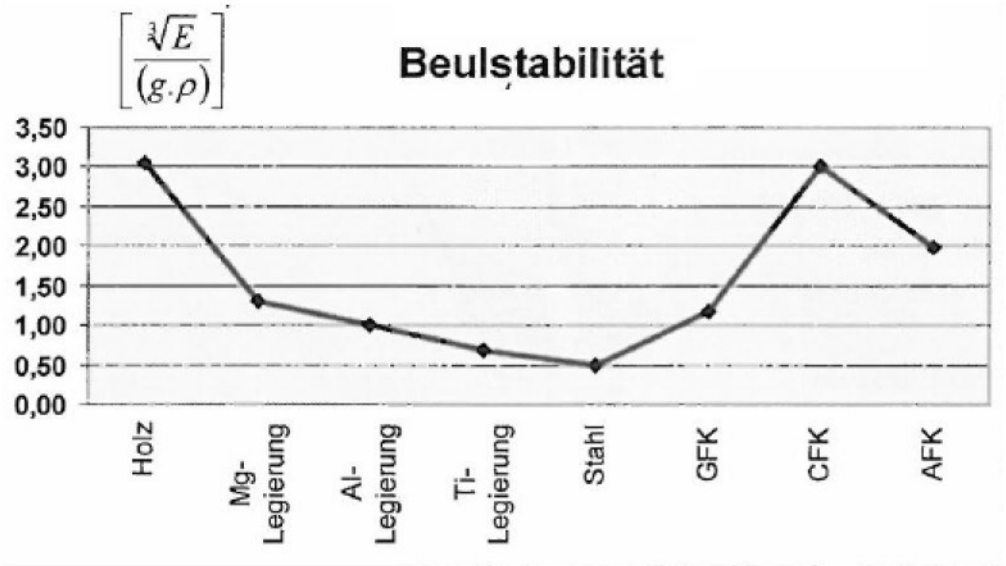


Abbildung 2.22: Knicksteifigkeit von Stäben, normiert auf AL [31]

2.3.4 b) Betriebszustand

Letztere Betrachtung bezieht sich nur auf das Eigengewicht des Mastes und bestätigt die Materialauswahl.

Im Betriebszustand muss aber auch das Gesamtgewicht des Laufwagens und der Sensoreinheit aufgenommen werden. Die strukturelle Integrität soll auch bei der höchsten Messposition und senkrecht stehenden Mast gewährleistet werden.

2.3.5 Knickung durch Einzellast

Im Betrieb überlagert sich die Knicklast durch Eigengewicht und durch die Massenkraft des Laufwagens.

Abbildung 2.23 zeigt die Belastung, wenn der Laufwagen den höchsten Punkt erreicht hat.

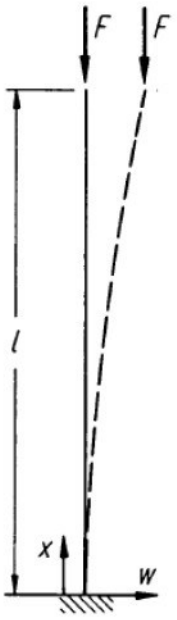


Abbildung 2.23: Mast unter Einzellast

Laut Literatur ist die Einzellast am Mastende um den Faktor drei schädlicher als die konstante Massenverteilung des Eigengewichtes [11]. Um das Gewicht des Mastes trotzdem einfließen zu lassen, kann der Lastfall näherungsweise mit einer Einzellast am Mastende angenähert werden, welche sich aus der Massenkraft des Messwagens und einem Drittel des Eigengewichtes des Mastes zusammensetzt.

Jedoch sind die zusätzlichen Massen, die für die Kupplungsstellen notwendig sind noch nicht bekannt. Deswegen wird, um Sicherheitsreserven in der Auslegung zu besitzen, mit dem normalen Mastgewicht gerechnet.

Ein segmentiertes Rohr
Um diesen Geometrieein
mit dem Faktor 0.75 mu

Wie beim Biegeproblem
Mittragen des Steckrohre

Für den Euler Fall 1.Ord

$$F_{krit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot l^2} \; [\mathrm{N}$$

Tabelle 2.9 zeigt die Kn
7.5 m, einem Laufwageng
Mastgewicht, welches im

Werkstoff
Baustahl
Aluminium
CFK UD

Tabe

Dies ist nur eine erste A
sich um elastisches Knick

Der Trägheitsradius eine

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{D_m}{2 \cdot \sqrt{2}}}$$

Der Schlankheitsgrad λ d

$$\lambda = \frac{2 \cdot l}{i} = 633 \; [-]$$

Der Grenzschlankheitsgr

$$\lambda_{0-CFK} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{dI}}}$$

Nur mit einem Schlankh
Knickungen angewandt
ckung vorliegen und es
eindeutig elastisches Kni

onierug

nd Be-

nr. Die
halten



effektiv
Beulen

Abbildung 2.26 zeigt die Auswertung $\sigma_k = f_\lambda$ für ein marktübliches unidirektionales CFK Laminat.

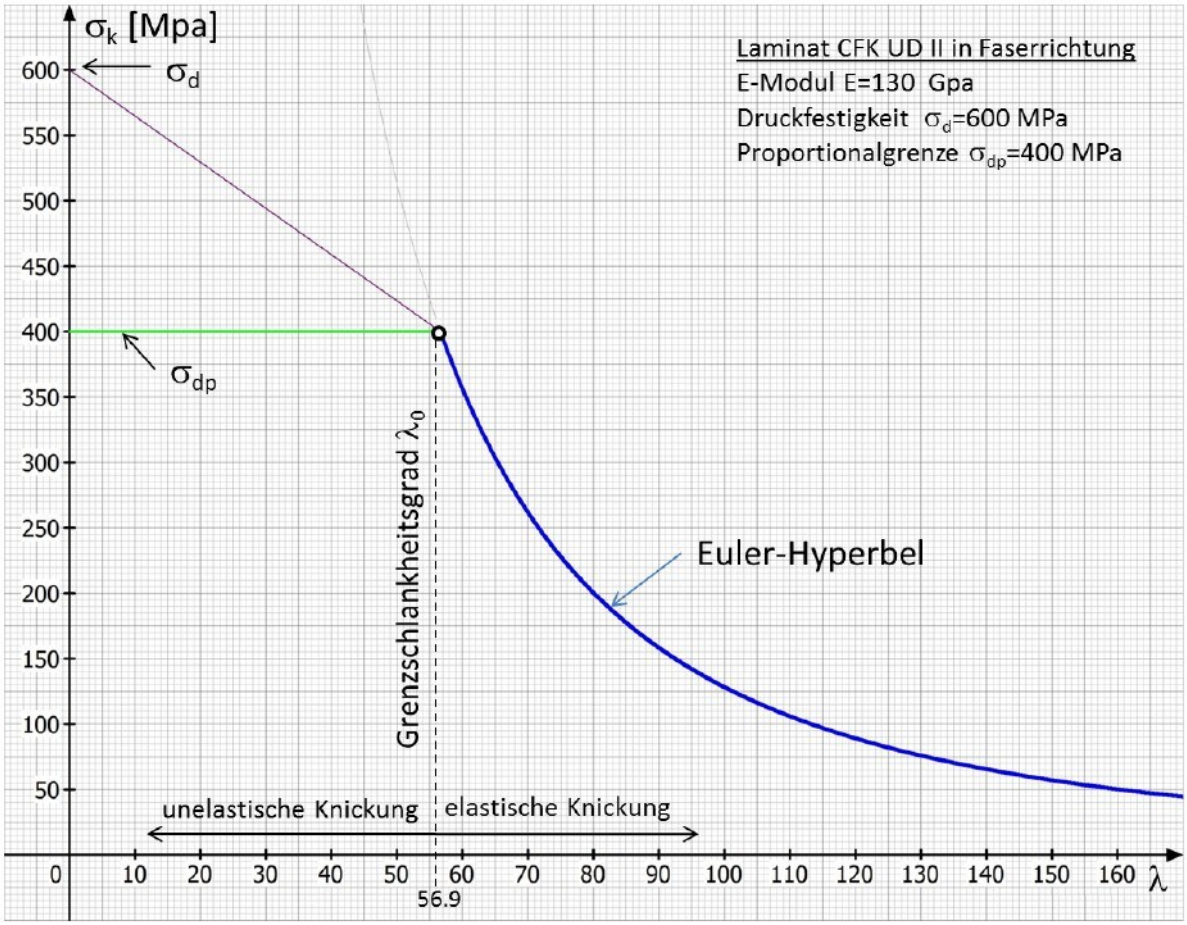


Abbildung 2.26: Knickdiagramm CFK-UD [9]

Im Vergleich zu metallischen Werkstoffen kann keine Fließgrenze angegeben werden, was eine Berechnung im inelastischen Bereich nach Tetmayer erschwert.

Da sich unser Problem aber immer im elastischen Eulerbereich befindet, wird dies nur am Rande bemerkt.

Die Knickspannung berechnet sich durch:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \text{ [Pa]} \tag{2.26}$$

Die vorhandene Druckspannung beträgt:

$$\sigma_D = \frac{F_{ersatz}}{A} \text{ [Pa]} \tag{2.27}$$

Tabelle 2.10 wertet die Knickspannungen und Sicherheiten aus.

Knickspannung			
Werkstoff	σ_k [MPa]	σ_D [MPa]	s [−]
Baustahl	5.16	1.09	4.73
Aluminium	1.72	0.58	2.96
CFK UD	3.19	0.49	6.51

Tabelle 2.10: Knickspannung und Sicherheit durch Ersatzlast

Die vorhandene Sicherheit scheint für eine erste Konzeption für den schlimmsten anzunehmenden Lastfall als ausreichend. Die Verwendung der Rohrdimension in CFK wird weiter verfolgt.

Abbildung 2.27 zeigt das Knickverhalten bei exzentrischer Lasteinleitung oder Abweichungen von einem idealen Stab was als Inperfektion bezeichnet wird.

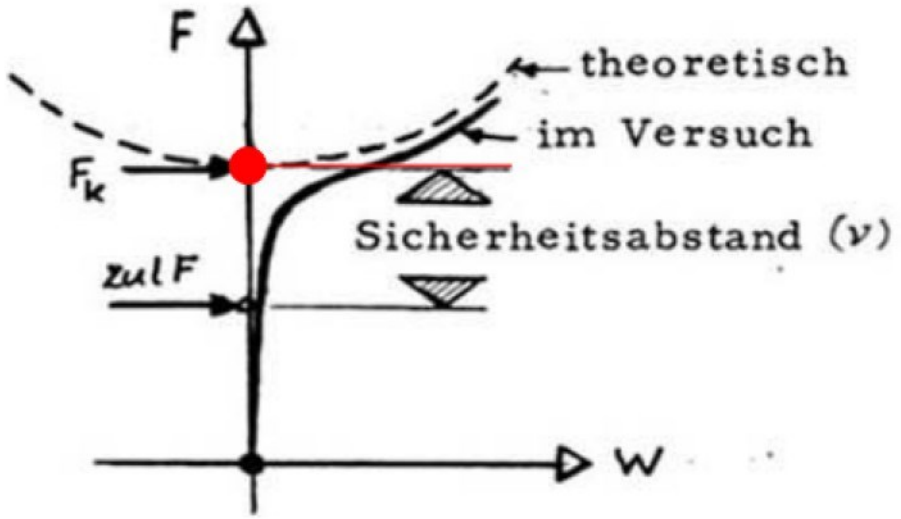


Abbildung 2.27: Knickverhalten bei Inperfektion

Es ergibt sich kein spontanes Ausknicken sondern ein „nicht abruptes Knickverhalten“ mit größeren Verformungen. Besonders, da der Mast durch die Windlast bzw. Massenmomente eine leicht verformte Biegelinie eingenommen hat.

Bei hohen Schlankheitsgraden kommt es bei Überschreitung der Knickspannung im Allgemeinen nicht mehr zum Bruch der Fasern, sondern zu einer elastisch verformten Geometrie ähnlich einer Angelrute.

2.3.6 Biegung durch Schrägstellung

Das Mastgewicht und der Laufwagen erzeugen bei Schrägstellung ein zusätzliches Massenmoment, das von der Laufwagenposition abhängig ist und den geneigten Mast auf Biegung beansprucht.

Abbildung 2.28 zeigt die Massenkräfte die auf den Mast wirken:

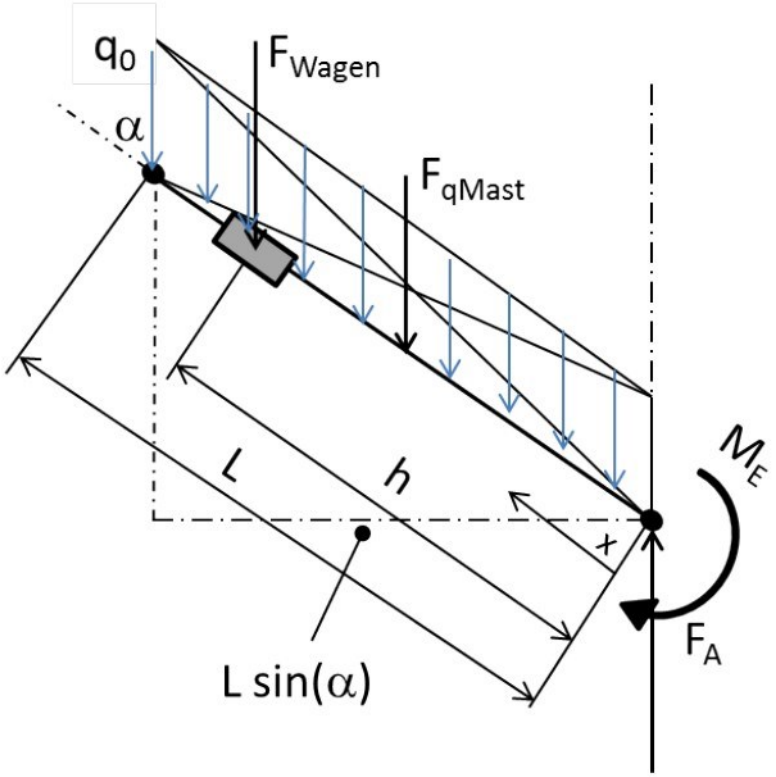


Abbildung 2.28: Mast unter Eigengewicht und Einzellast

Die Berechnung der Schnittgrößen verläuft wie im Kapitel 2.3.1 a), nur, dass im geneigten Fall der Hebelarm vom Neigungswinkel abhängt $l_\alpha = l \cdot \sin(\alpha)$.

Die Beanspruchung durch Eigengewicht und durch den Laufwagen können getrennt voneinander betrachtet werden und anschließend per Superposition addiert werden.

Die Schnittgrößen und die daraus abgeleiteten Größen infolge der Gleichlast (Eigengewicht)in Abhängigkeit des Neigungswinkels lauten:

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
\sum F_y &= 0 = F_{AyM} - F_q \\
&F_{AyM} = F_q = q_0 \cdot l \qquad (2.28) \\
&F_{AyM} = Ag\rho \cdot l \,[\mathrm{N}] \\
\sum M_0 &= 0 = M_{EM} - F_q \cdot \frac{l \cdot \sin(\alpha)}{2} \\
&M_{EM(\alpha)} = Ag\rho \cdot \frac{l^2 \cdot \sin(\alpha)}{2} \,[\mathrm{Nm}] \qquad (2.29) \\
&M_{M(\alpha,x)} = Ag\rho \cdot \sin(\alpha) \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \,[\mathrm{Nm}] \qquad (2.30) \\
&w_{M(\alpha,x)} = \frac{Ag\rho \cdot \sin(\alpha)}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{x^4}{24} - \frac{l \cdot x^3}{6} + \frac{l^2 \cdot x^2}{4} \right) \,[\mathrm{m}] \qquad (2.31) \\
&f_{maxM(\alpha)} = \frac{Ag\rho \cdot l^4 \cdot \sin(\alpha)}{8 \cdot E \cdot I} \,[\mathrm{m}] \qquad (2.32)
\end{aligned}$$

Die Schnittgrößen und die daraus abgeleiteten Größen infolge des Gesamtgewichtes des Laufwagens(Einzellast) in Abhängigkeit der Messposition h und des Neigungswinkels lauten:

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= 0 \\
\sum F_y &= 0 = F_{AyL} - F_{wagen} \\
&F_{AyL} = F_{wagen} = m_{wagen} \cdot g \qquad (2.33) \\
\sum M_0 &= 0 = M_{EL} - F_{wagen} \cdot h \cdot \sin(\alpha) \,[\mathrm{N}] \\
&M_{EL(\alpha,h)} = m_{wagen} \cdot g \cdot h \cdot \sin(\alpha) \,[\mathrm{Nm}] \qquad (2.34) \\
&M_{L(\alpha,h,x)} = m_{wagen} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot (x - h) \,[\mathrm{Nm}] \qquad (2.35) \\
&w_{maxL(\alpha,h,x)} = \frac{F_{wagen} \cdot \sin(\alpha)}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{h \cdot x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) = \\
&= \frac{m_{wagen} \cdot g \cdot \sin(\alpha)}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{h \cdot x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \,[\mathrm{m}] \qquad (2.36) \\
&f_{maxL(\alpha)} = \frac{F_{wagen} \cdot h^3 \cdot \sin(\alpha)}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{m_{wagen} \cdot g \cdot h^3 \cdot \sin(\alpha)}{3 \cdot E \cdot I} \,[\mathrm{m}] \qquad (2.37) \\
& \qquad (2.38)
\end{aligned}$$

2.3.7 Windlast

Eine weitere Beanspruchung stellt der Strömungsdruck dar, der den Masten ebenfalls auf Biegung beansprucht.

Die stärkste Windlast tritt bei senkrecht stehendem Masten auf und nimmt bei zunehmender Neigung ab.

Im Schnitt sind Strömungsgeschwindigkeiten von $v = 7\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$ zu erwarten, jedoch soll der Mast auch Geschwindigkeiten von $30\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$ standhalten können.

Abbildung 2.29 zeigt den Einfluss der Windlast auf das freigemachte System.

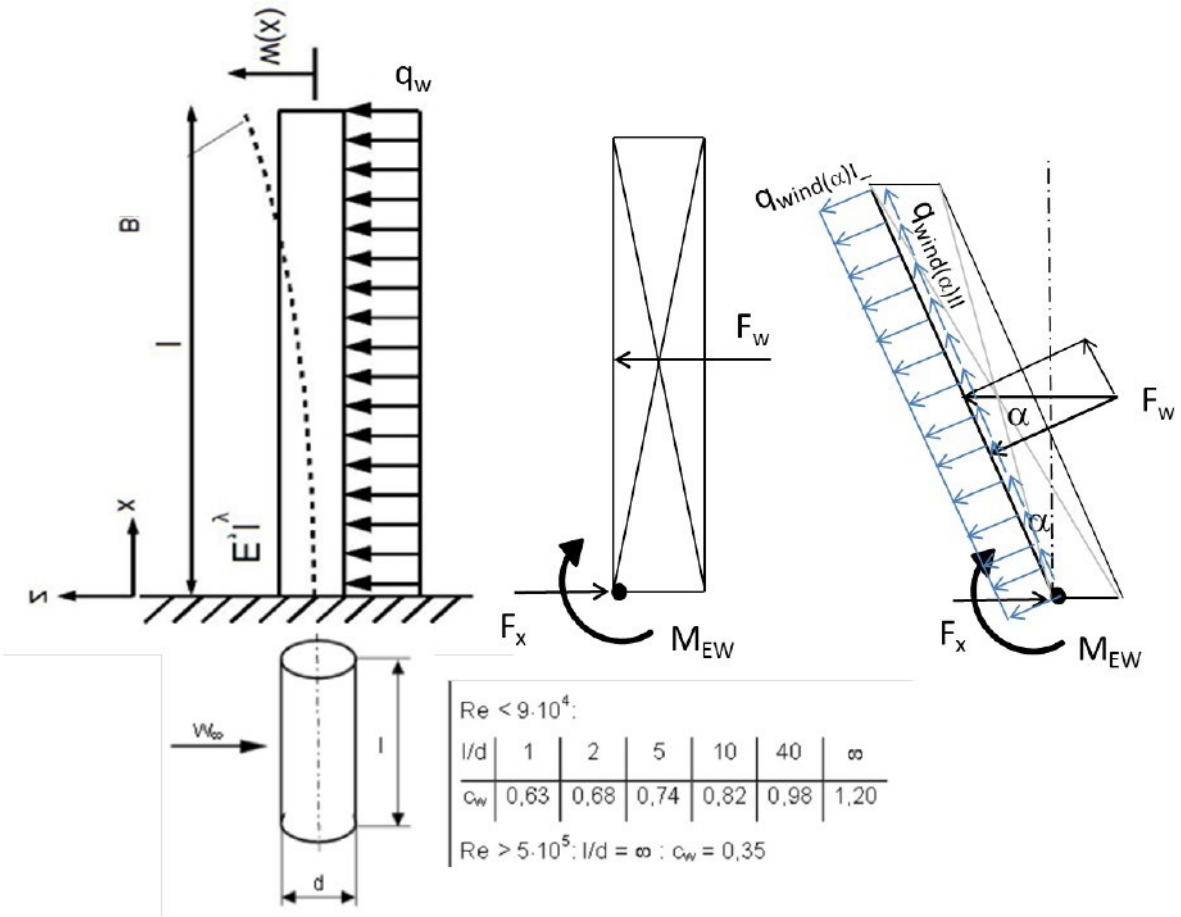


Abbildung 2.29: Mast in der Luftströmung

Der Winddruck berechnet sich unter Annahme eines Kreisquerschnittes $c_w = 0.5$, eine Abhängigkeit des c_w Wertes von der Neigung wird vernachlässigt. Der reale c_w Wert würde infolge der „Ellipsenform“ des Querschnittes geringer ausfallen. Die reale Windlast ist somit geringer als diese Betrachtung und befindet sich auf der sicheren Seite:

$$p_{wind} = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot v^2}{2}\,[\mathrm{Pa}] \tag{2.39}$$

Durch Multiplikation mit der neigungsabhängigen projizierten Fläche ergibt sich die Windkraft:

$$A_{proj} = D \cdot l \cdot \cos(\alpha)\,[\mathrm{m}^2] \tag{2.40}$$
$$F_{wind} = p_{wind} \cdot A_{proj}\,[\mathrm{N}] \tag{2.41}$$

Bezogen auf die Trägerlänge ergibt sich eine neigungsabhängige Streckenlast, die den Mast auf Biegung beansprucht von:

$$q_{wind\top} = \frac{F_{wind}}{l} \cdot \cos(\alpha) \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right]$$

Die Zusammenfassung dieser Ausdrücke ergibt:

$$q_{wind\top} = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^2(\alpha) \cdot v^2}{2} \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}\right] \tag{2.42}$$

Die Schnittgrößen und die daraus abgeleiteten Größen infolge der Windlast lauten:

$$\sum F_x = 0 = F_{AxW} - F_w$$
$$F_{AxW} = F_w = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot l \cdot \cos(\alpha) \cdot v^2}{2}\,[\mathrm{N}] \tag{2.43}$$
$$\sum F_y = 0$$
$$\sum M_0 = 0 = M_{EW} - F_w \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos(\alpha)$$
$$M_{EW(\alpha,v)} = F_w \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos(\alpha) = q_{wind\top} \cdot \frac{l^2}{2} \cdot \cos(\alpha) =$$
$$= \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2 \cdot l^2}{4}\,[\mathrm{Nm}] \tag{2.44}$$
$$M_{EW(\alpha,x,v)} = q_{wind\top} \cdot \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2}\right) \cdot \cos(\alpha) =$$
$$= \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2}{2} \cdot \left(l \cdot x - \frac{l^2}{2} - \frac{x^2}{2}\right)\,[\mathrm{Nm}] \tag{2.45}$$
$$w_{W(\alpha,x,v)} = \frac{q_{wind} \cdot \cos(\alpha)}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{x^4}{24} - \frac{l \cdot x^3}{6} + \frac{l^2 \cdot x^2}{4}\right) =$$
$$= \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2}{2 \cdot E \cdot I} \cdot \left(\frac{x^4}{24} - \frac{l \cdot x^3}{6} + \frac{l^2 \cdot x^2}{4}\right)\,[\mathrm{m}] \tag{2.46}$$
$$f_{maxW(\alpha,v)} = \frac{q_{wind} \cdot l^4 \cdot \cos(\alpha)}{8 \cdot E \cdot I} = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2 \cdot l^4}{16 \cdot E \cdot I}\,[\mathrm{m}] \tag{2.47}$$

Es wird für diese Betrachtung nur die Streckenlast quer zur Längsachse betrachtet, die Zugkomponente wird festigkeitstechnisch vernachlässigt. Die Zusammenhänge für den Biegefall mit konstanter Steckenlast wurden ausführlich im vorigen Kapitel hergeleitet.

Tabelle 2.11 zeigt die maximalen möglichen Schnittgrößen unter Betriebslast und bei Sturm.

Windlast bei $\alpha = 0$							
$v\,[\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}]$	p_{Wind} [Pa]	F_{wind} [N]	$q_{wind}\,[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}}]$	M_E [Nm]	f_{max} [m]	σ_b [Mpa]	$s\,[-]$
30	270	189	18.9	945	0.512	93.15	4.29
7	14.7	10.29	1.03	51.5	0.028	5.07	78.8

Tabelle 2.11: Auswertung der Windlast

Bei normalen Strömungsgeschwindigkeiten ist mit einer geringen Belastung zu rechnen, bei Sturm ist noch eine ausreichend hohe Sicherheit gegen die Fließgrenze gegeben.

2.3.8 Superposition der Biegelasten

Nachdem jede Belastungsart hinsichtlich ihrer Schnittgrößen als Funktion der Geometrie aufbereitet wurde, können alle erdenklichen Lastfälle durch Superposition der Einzelbeanspruchungen dargestellt werden.

Tabelle 2.12 zeigt das Schema zur Summation der Einzelkomponenten.

Superposition						
Komponente	F_x	F_y	M	f	σ	s
Mastgewicht	0	F_{AyM}	M_{EM}	f_{maxM}	σ_{maxM}	$-$
Laufwagen	0	F_{AyL}	M_{EL}	f_{maxL}	σ_{maxL}	$-$
Wind	F_{AxW}	0	M_{EW}	f_{maxW}	σ_{maxW}	$-$
$\sum = f_{(l,h,\alpha,v)}$	F_{Ax}	F_{Ay}	M_E	f_{max}	σ_{max}	s

Tabelle 2.12: Zusammensetzung der einzelnen Lastkomponenten

Durch die Addition der Einzelkomponenten ergeben sich folgenden Zusammenhänge:

$$F_{Ax(v)} = \sum F_x = F_{Axw} = \\ = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot l \cdot \cos(\alpha) \cdot v^2}{2} \text{ [N]} \tag{2.48}$$

$$F_{Ay} = \sum F_y = F_{AyM} + F_{AyL} = \\ = Ag\rho \cdot l + m_{wagen} \cdot g \text{ [N]} \tag{2.49}$$

$$M_{E(h,\alpha,v)} = \sum M = M_{EM} + M_{EL} + M_{EW} \text{ [Nm]} = \\ = Ag\rho \cdot \frac{l^2 \cdot \sin(\alpha)}{2} + m_{wagen} \cdot g \cdot h \cdot \sin(\alpha) + \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2 \cdot l^2}{4} \tag{2.50}$$

$$f_{max(h,\alpha,v)} = \sum f = f_{maxM} + f_{maxL} + f_{maxW} \text{ [m]} = \\ = \frac{Ag\rho \cdot l^4 \cdot \sin(\alpha)}{8 \cdot E \cdot I} + \frac{m_{wagen} \cdot g \cdot h^3 \cdot \sin(\alpha)}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{\rho_{Luft} \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2 \cdot l^4}{16 \cdot E \cdot I} = \\ = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{Ag\rho \cdot l^4 \cdot \sin(\alpha)}{8} + \frac{m_w \cdot g \cdot h^3 \cdot \sin(\alpha)}{3} + \frac{\rho_L \cdot c_w \cdot D \cdot \cos^3(\alpha) \cdot v^2 \cdot l^4}{16} \right) \tag{2.51}$$

$$\sigma_{max} = \sum \sigma = \sigma_{maxM} + \sigma_{maxL} + \sigma_{maxW} = \\ = \frac{M_{E(h,\alpha,v)}}{W} \text{ [Pa]} \tag{2.52}$$

$$s = \frac{\sigma_{max}}{R_p} = \frac{\frac{M_E}{W}}{R_p} \text{ [-]} \tag{2.53}$$

Diese Terme beschreiben die von der Drehmechanik zu übertragenden Kräfte und Momente. Diese sind die Grundlage zur Dimensionierung der Komponenten und der Sicherstellung der Kippsicherheit.

2.3.9 Tragfähigkeitsdiagramm

Da die durch Superposition erhaltenen Terme von mehreren Variablen abhängig sind und eine gewisse Komplexität aufweisen, werden diese zur besseren Vorstellbarkeit in Diagrammen dargestellt.

Abbildung 2.30 visualisiert die durch Superposition erhaltenen Auflagerkomponenten und Variablen.

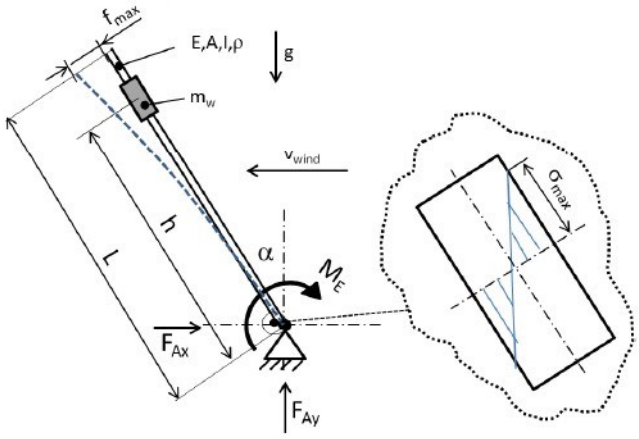
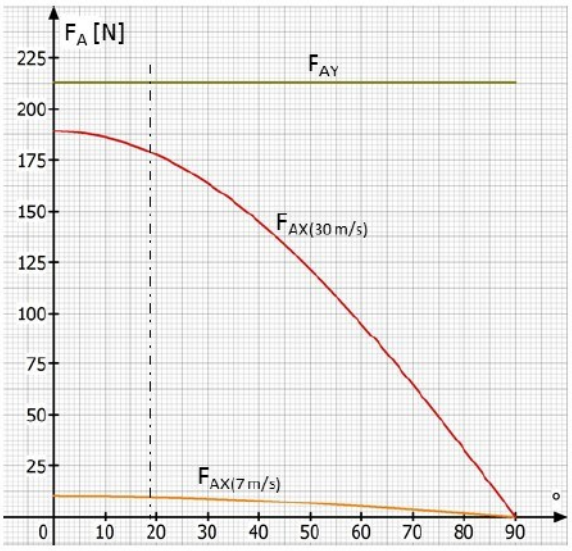
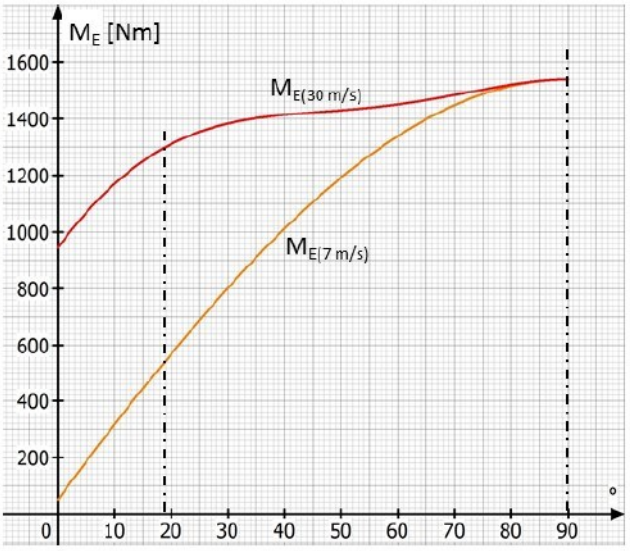


Abbildung 2.30: Verallgemeinertes System

Abbildungen 2.32 bis 2.33 sind grafische Auswertungen der Gleichungen für den schlimmsten Lastfall $h = l = 10\,\mathrm{m}$ bei der Auslegungsgeschwindigkeit $v = 7\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$ und bei Sturm $v = 30\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$.

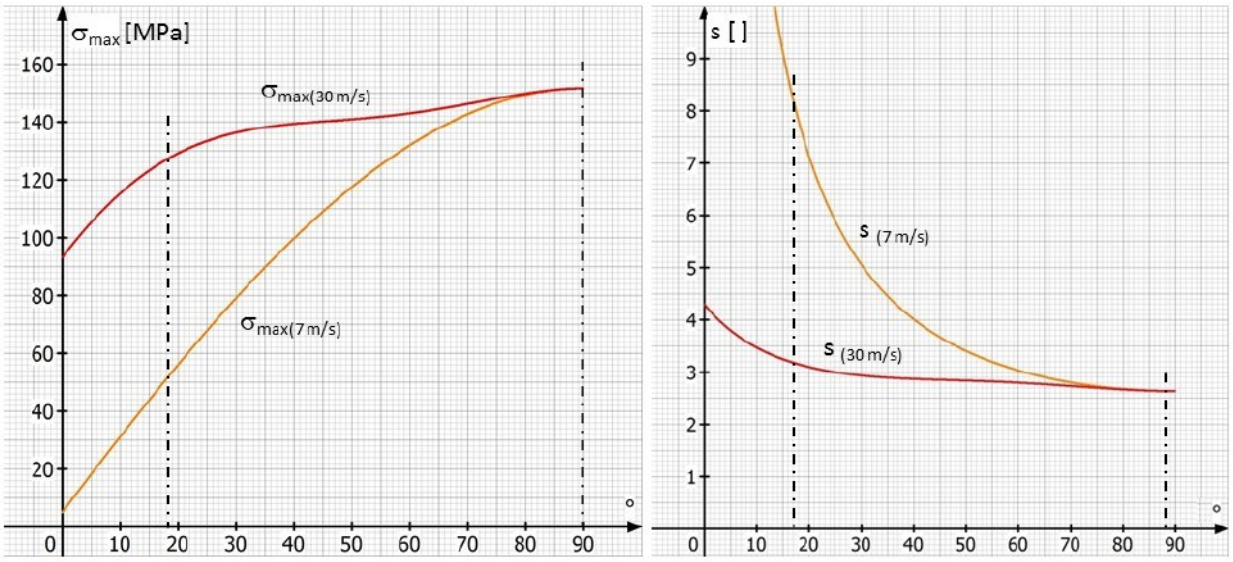


(a) Auflagerkomponente $F_{A(\alpha)}$



(b) Auflagerkomponente $M_{E(\alpha)}$

Abbildung 2.31: Auflagergrößen



(a) Maximale Biegespannung $\sigma_{max(\alpha)}$ (b) Sicherheit $s_{max(\alpha)}$

Abbildung 2.32: Spannung und Sicherheit

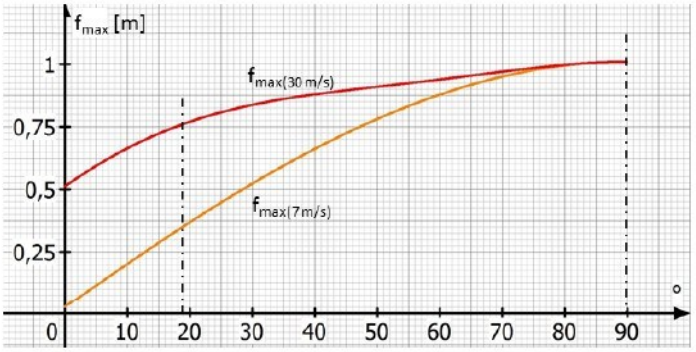


Abbildung 2.33: Maximale Durchbiegung $f_{max(\alpha)}$

Tabelle 2.13 zeigt die Ergebnisse bei $h = l$ relevanter Zustände bei Betiebslast sowie Sturm.

Auswertung							
α [°]	v [$\frac{m}{s}$]	F_{Ax} [N]	F_{Ay} [N]	M_E [Nm]	f_{max} [m]	σ_{max} [MPa]	s [−]
18.5	7	9.76	213.1	532.1	0.344	52.5	7.6
0	7	10.29	213.1	51.45	0.027	5.07	78.89
0	30	189	213.1	945	0.51	93.2	4.2
90	30	0	213.1	1538.5	1.010	151.7	2.6

Tabelle 2.13: Kennwerte wichtiger Zustände

Diese Auswertung zeigt, dass selbst bei Sturm und einem Bedienfehler(voll ausgefahrener Laufwagen beim Aufstellen oder Absenken des Mastes) ausreichende Sicherheit gegen bleibende Verformung besteht.

Das bei einer Falschbedienung auftretende Moment von 1538.5 Nm wird für die Berechnung der Kippsicherheit herangezogen.

Da die Absenkung am Mastende bekannt ist, kann diese als Parameter für Simulation als Koordinatenpunkt genutzt werden, um eine Verfälschung zu vermeiden.

2.4 Entwurf-Konstruktionsbeschreibung

Da nun alle auftretenden Lasten bekannt sind, kann mit der kreativen Phase der Umsetzung, der Konstruktion selbst, begonnen werden.

Dieser Vorgang ist schwer zu dokumentieren, da er aus vielen Iterationsschleifen aus ´try and error´ besteht. Aus diesem Grund wird das Ergebnis dieses Prozesses präsentiert.

Abbildung 2.34 zeigt ein computergeneriertes Bild des Entwurfes.

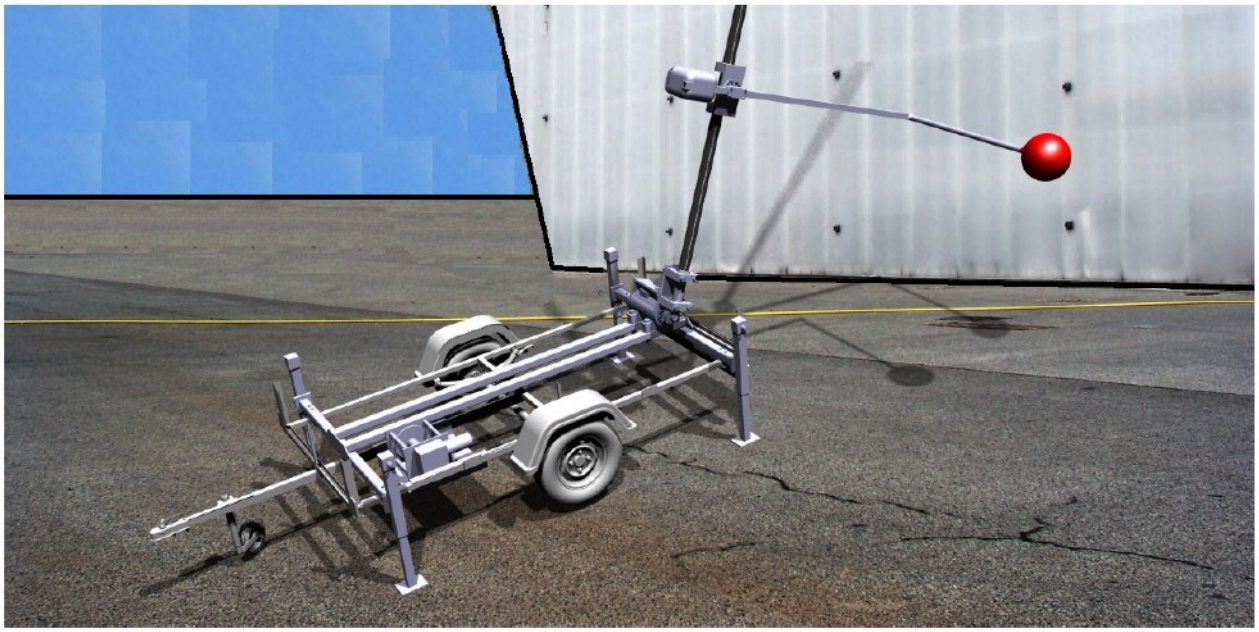


Abbildung 2.34: Messanhänger gerendert

Die Konstruktions-, Montage- und Zusammenstellungszeichnungen, sowie die Stückliste, befinden sich im Anhang zu dieser Arbeit.

Die Gewichte sowie die veranschlagten Preise sind in der Stückliste angeführt.

Die Auswahl der Zukaufkomponenten wird im Folgendem beschrieben.

2.4.1 Anhänger

Am Markt ist eine Vielzahl an Anhängern erhältlich, auf denen das Positioniersystem aufgebaut werden kann.

Abbildung 2.36 zeigt einen passenden Anhänger der Fa. Pongratz.



Abbildung 2.35: Anhänger EPA 300/15 T-STK [25]

Dieser ist auflaufgebremst und besitzt ein Eigengewicht von $m_{eigen} = 450\,\text{kg}$. Der Schwerpunkt liegt in etwa kurz vor der Achse (Mitte der Ladefläche). Dies ist von Relevanz für die Berechnung der Kippsicherheit, sowie für ein schlingerfreies Fahrverhalten.

Die maximale Ladelänge beträgt $2,6\,\text{m}$, also um $10\,\text{cm}$ mehr als die Länge eines einzelnen CFK-Mastsegmentes.

Der Anhänger verfügt über abnehmbare Bordwände sowie eine Kunststoffplane zur Abdeckung.

Fixierungsmöglichkeiten der Mastrohre im Anhänger zum Transport sind einfach herzustellen und werden in dieser Arbeit nicht betrachtet.

2.4.2 Standsicherheit

Die gesamte Konstruktion sollte auf einem Anhänger transportiert sowie betrieben werden. Diese muss während jedes Betriebszustandes eine ausreichende Sicherheit gegen Kippen aufweisen. Um eine stabile Auflage zu gewährleisten sowie die Auflagefläche zu vergrößern, werden Stützfüße verwendet.

Durch die Einstellbarkeit der Stützen wird der gesamte Anhänger in die Waage gebracht und Unebenheiten des Bodens können ausgeglichen werden.

Abbildung 2.36 zeigt die zur Berechnung wichtigen Maße. Die Standbreite des Anhängers in Z-Y beträgt $1,56\,\mathrm{m}$ und in Z-X $2,44\,\mathrm{m}$.

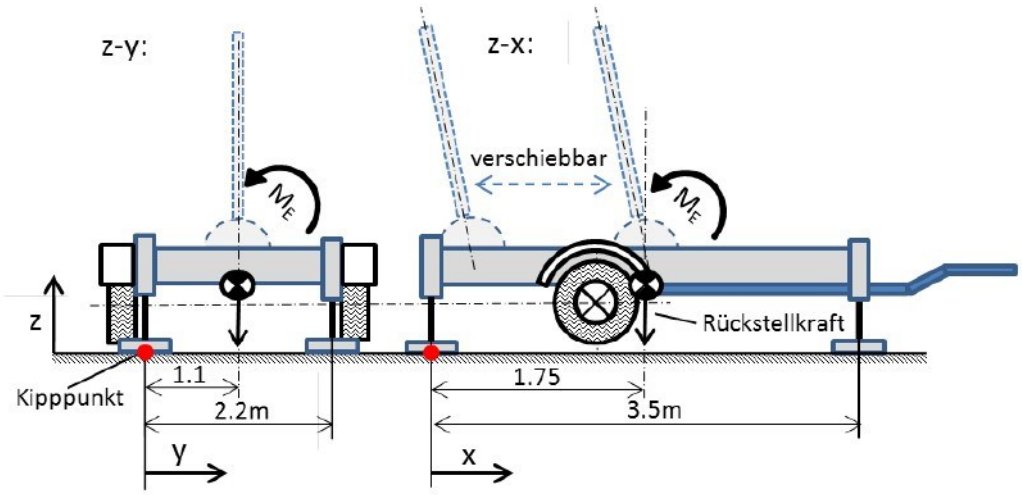


Abbildung 2.36: mögliche Kipplastfälle in Z-Y und Z-X

Es sollte eine minimale Kippsicherheit von $s = 2$ erreicht werden. Dem sich im Tragfähigkeitsdiagramm ergebenden maximalen Lastmoment wirkt die rückstellende Massenkraft des Anhängers und des Rahmens entgegen, welche im Massenschwerpunkt(mittig der Ladefläche) angreift.

Da die Dreheinheit in x-Richtung verschiebbar sein sollte und diese im Extremfall mit dem Kippunkt zusammenfallen kann, werden rückstellende Anteile durch andere Massen der Positioniereinrichtung vernachläsigt.

Die minimale notwendige rückstellende Masse berechnet sich durch:

$$m_{min} = \frac{M_E \cdot s}{g \cdot r} \tag{2.54}$$

Da die Richtung einer Sturmböe nicht vorhersagbar ist wird entweder der Lastfall Z-Y, in der der Mast unbeweglich ist, oder der Lastfall Z-X schlagend.

Welcher Lastfall schädlicher ist bzw. welche minimale Eigenmasse notwendig ist, wertet Tabelle 2.14 mit einer Kippsicherheit von $s = 2$ aus.

minimale Rückstellmasse			
Lastfall	M_{Emax} [Nm]	r [m]	m_{min} [kg]
Z-Y	945	0.75	252
Z-X	1538	1.22	252

Tabelle 2.14: minimale Rückstellmasse

Zufälligerweise decken sich die Ergebnisse, jedoch ist der Lastfall Z-Y begrenzend.

Es ergibt sich ein Gesamtgewicht für den Messwagen von etwa 760 kg, wobei 570 kg (Anhänger und Rahmen) im Schwerpunkt der Ladefläche angreifen, und als rückstellendes Moment betrachtet werden können.

Daher ergibt sich infolge des Eigengewichtes eine Kippsicherheit von mindestens:

$$s_{z-y} = \frac{m_{rück} \cdot g \cdot r}{M_E} = 4.5 \tag{2.55}$$

Dieser Sicherheitswert gegen Kippen bei extremen Bedingungen ist als ausreichend zu betrachten. Bei normalem Betriebszustand ergeben sich weitaus höhere Sicherheiten.

Um ein gutes Fahrverhalten zu gewährleisten und Schlingern zu vermeiden, sollte der Schwerpunkt des Aufbaus in etwa mit dem Schwerpunkt des leeren Anhängers (vor der Achse) zusammenfallen. Für den Betrieb ist zu prüfen, dass die maximale Stützlast der Anhängekupplung sich im gesetzlichen Rahmen bewegt, bei der geringen Masse des Positioniersystems ist dies jedoch zu erwarten.

2.4.3 Rahmen und Stützfüße

Die Stützfüße ermöglichen ein schnelles Aufbocken und in-Waage- Bringen des Anhängers.

Hierfür gibt es bereits Lösungen: Es wird der Stützfuß der Firma Estobar Abbildung 2.37 verwendet.



Abbildung 2.37: Stützfuß Estobar

Dieser ist dreistufig, besitzt einen maximalen Hub von 600 mm und lässt sich mit einem beliebigen Gabelschlüssel(Radkreuz) SW 19 verstellen. Die maximale Tragkraft wird mit 1300 kg angegeben.

Das Formrohr des Rahmens wurde grob abgeschätzt, bei Beanspruchung durch das maximale Einspannmoment ergibt sich eine maximale Biegespannung von etwa $50 \frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}$

2.4.4 Schwenkeinheit

Die Schwenkeinheit muss den waagrecht stehenden Mast in die Vertikale bzw. in die gewünschte Neigung rotieren und in dieser Stellung sicher halten können. Dazu ist das maximale Moment von 1538.5 Nm, sowie die Auflagergrößen aller Betriebszustände, zu übertragen.

Abbildung 2.38 zeigt eine bestehende Lösungen einer automatischen Kippeinrichtungen.

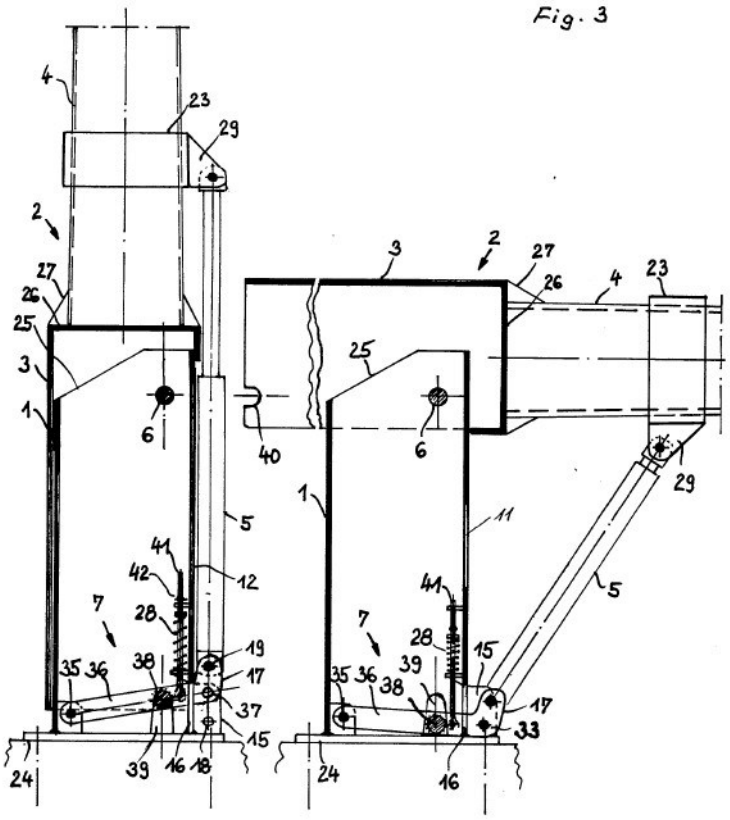


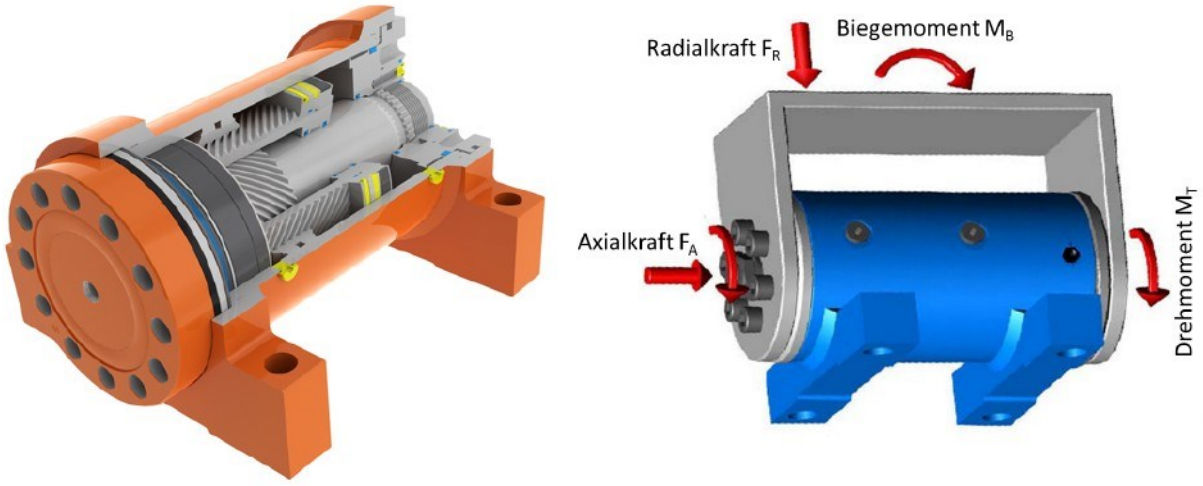
Abbildung 2.38: Kippvorrichtung Patent Nr.: EP0205955 A2 [17]

Aufgrund der hohen Anfahrmomente wird auf hydraulische Aktoren zurückgegriffen, da diese eine hohe Leistungsdichte aufweisen. Ein elektrischer Antrieb mit Getriebe würde, um das selbe Moment übertragen zu können, um Größenordnungen schwerer und größer sein.

Jedoch sind diese Lösungen für den Aufstellvorgang ausgelegt, bei dem der Mast in die Vertikale geschwenkt und anschließend arretiert wird. Ein Nachteil dieser Konstruktion ist, dass Aufgrund der Hebelverhältnisse ein genaues Halten der Last um den Totpunkt ungenau wird. Weiters wird der schlanke Hydraulikzylinder bei starker Windlast auf Knickung beansprucht, weshalb die Arretierung notwendig wird.

Für unsere Anwendung muss jeder beliebige Neigungswinkel angefahren und sicher gehalten werden können. Deshalb wird eine Alternativlösung mit einem Drehantrieb verwendet.

Abbildung 2.39 zeigt a) das Schnittbild eines hydraulischen Steilgewinde Drehantriebes und b) die Kraft und Momenten Hauptrichtungen für die Auslegung.



(a) Schnittdarstellung (b) Kräfte und Momente

Abbildung 2.39: Beschreibung eines Steilgewindeantriebes [14]

Tabelle 2.15 zeigt die Datenblattkennwerte des Antriebes HKS-MDA-H-125-180 [14] und die höchstmöglichen auftretenden Belastungen.

Schwenkantriebauslegung				
Hauptrichtung	F_A [N]	F_R [N]	M_B [Nm]	M_T [Nm]
Datenblatt HKS	9000	55000	16400	2940
max. Last	$F_{AxW(0,30)}$	F_{Ay}	$M_{E(0,30)}$	$M_{E(90,30)}$
bei Sturm	189	213.1	945	1538.5
Sicherheit s [−]	47.6	258	17.35	1.9

Tabelle 2.15: Schwenkantriebsauslegung

Diese Auslegung zeigt, dass auch unter den schlimmsten Bedingungen ein Schwenken des Mastes möglich ist, und alle Nennkennwerte unterschritten werden. Das Haltemoment des Antriebes ist aufgrund der inneren Reibung um den Faktor drei höher als das Nennmoment. Daraus ergibt sich, um die Belastung zu halten, entsprechend eine noch höhere Sicherheit.

Ein solcher Antrieb ist auf hohe Haltemomente ausgelegt und ist praktisch spielfrei (Drehspiel$< 0.1°$).

Abbildung 2.40 zeigt die technische Zeichnung/Datenblatt des Antriebes mit Sicherheitsventil des deutschen Herstellers HKS.

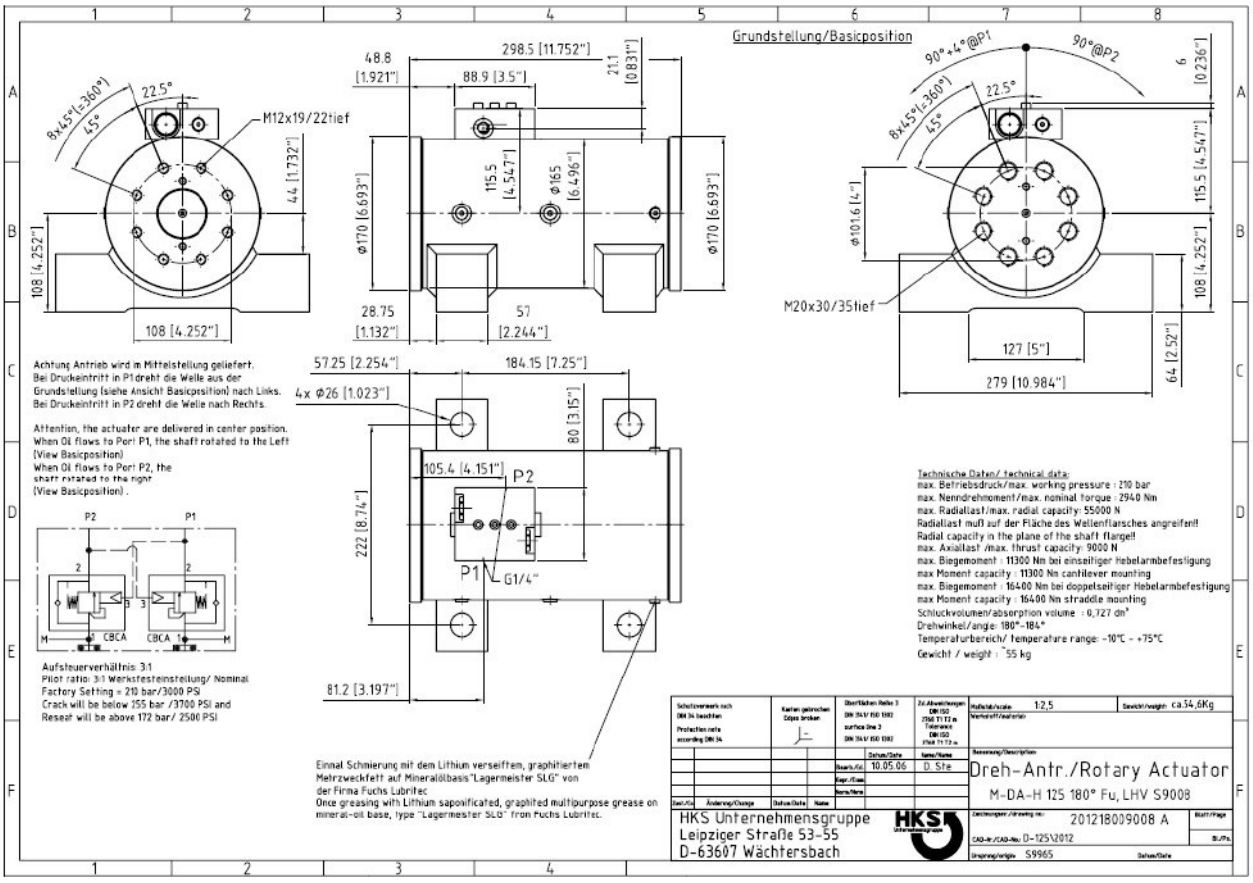


Abbildung 2.40: Antrieb HKS-MDA-H-125-180 [14]

Der mögliche Fall des Bruches einer Druckleitung wird durch ein Sicherheitsventil, das direkt am Hydraulikzylinder montiert ist, gesichert. Daher ist das System inhärent als sicher zu betrachten.

Dies ist von hoher Priorität, da ein Umfallen des Mastes eine Gefahr für Leib und Leben darstellen würde!

Für eine doppelwirkend arbeitende Schwenkhydraulik sind zusätzlich folgende Komponenten notwendig:

- Pumpe (210 bar Nenndruck)
- 4-3 Wege Ventil (Drehrichtungswahl)
- Druckregelventil (Gegendruck zum Sicherheitsventil)
- Hydrauliköltank
- Leitungen und Fittinge

Das geringe Schluckvolumen ($0.73 \frac{\text{Liter}}{180°}$) des Antriebes ermöglicht weiters den Betrieb mit einer Hochdruckhandpumpe. Aus Komfortgründen ist natürlich auch eine motorisierte Variante möglich.

Das Druckregelventil ist notwendig, um den Gegendruck zum Sicherheitsventil zu halten, da sonst ein virtueller Leitungsbruch zum Tank vorliegt und das Sicherheitsventil sperren würde.

Der Tank kann relativ klein und geschlossen ausfallen, da er nur notwendig ist, um das Öl in der Gegenleitung vom Druckkreis zu trennen.

Abbildung 2.41 zeigt den hydraulischen Schaltplan der Komponenten.

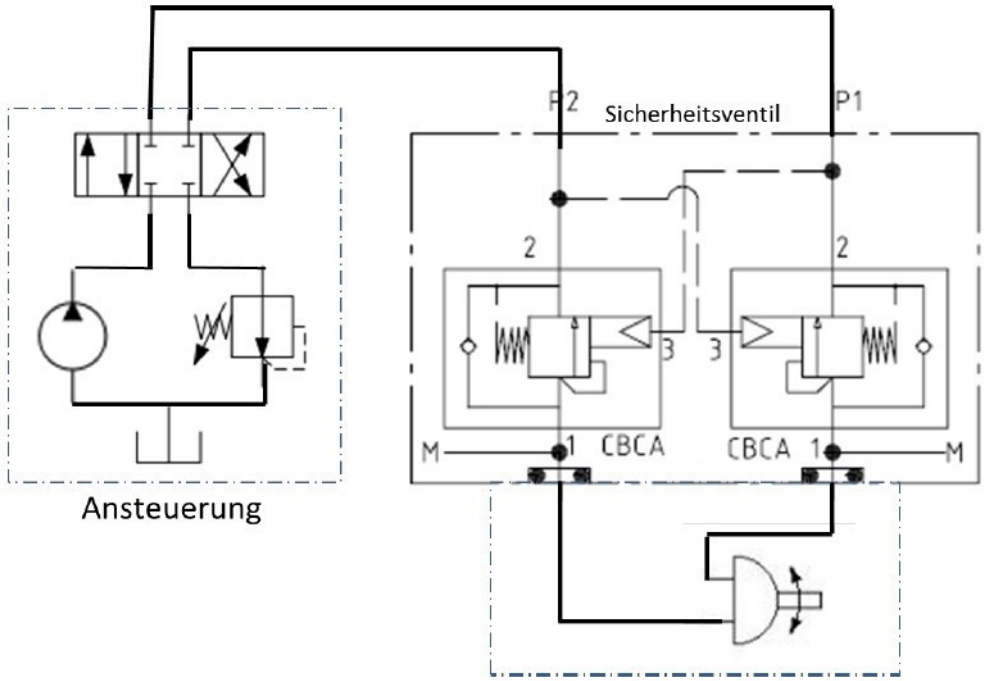


Abbildung 2.41: Hydraulik Schaltplan

Durch Verwendung eines solchen Antriebes können nicht nur die gestellten Anforderungen erfüllt werden, sondern es kann auch die Systemkomplexität verringert werden.

Dieser kann im Direktantrieb verwendet werden. Dadurch werden zusätzliche Schweißkonstruktionen obsolet, da die Lagerung komplett durch den Antrieb übernommen werden kann.

Das Eigengewicht des Schwenkantriebes beträgt etwa 55 kg.

2.4.5 Hubantrieb

Wie bereits in Abbildung 2.10 wird der Mast zur Führung des Laufwagens genutzt. Bei Verwendung einer Umlenkrolle an der Mastspitze kann, mithilfe eines Bewegungsseiles, das im inneren des Mastes läuft, die gesamte Antriebseinheit im Mastfuß integriert werden.

Das Windensystem muss den Messwagen mit der Masse von 10 kg heben können.

Um Umlenkwiderstände und Reibungskräfte zu vernachlässigen, wird die Masse mit einem Konzeptionsfaktor von 5 multipliziert . Das Kräftesystem in Abbildung 2.24 ist auch hier gültig.

Die Seilkraft zur Auslegung beträgt:

$$F_{Seil} = m_{wagen} \cdot g \cdot 5 = 500\,\mathrm{N} \tag{2.56}$$

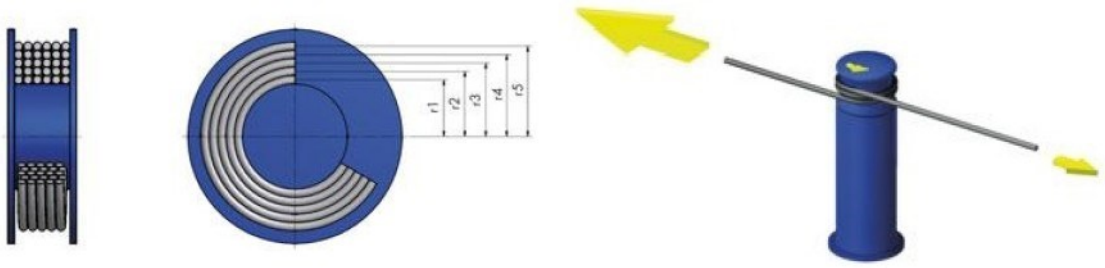
Die Mindestbruchkraft des dünnsten gängigen Seiles TYP 18 x 7 $d = 4\,\mathrm{mm}$ in drehungsarmer Nirosta (V4A) Ausführung beträgt bei einer Festigkeit von 1570 $\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}}$, 9 kN.

$$F_{Bruch} = 9\,\mathrm{kN} \tag{2.57}$$

Bei Wahl dieses Seildurchmessers beträgt die Sicherheit gegen Bruch des Seiles gegen den Konzeptionsfaktor mindestens:

$$s = \frac{F_{Bruch}}{F_{Seil}} = 18 \tag{2.58}$$

Abbildung 2.42 a) zeigt den Zusammenhang der Seillagenanzahl auf der Windentrommel und die daraus veränderlichen Kraft und Geschwindigkeitsverhältnisse und b) die Möglichkeit, diesen Geometrieeinfluss bei Verwendung einer Spill- oder Durchlaufwinde zu umgehen.



(a) Seillagen/Windentrommel (b) Prinzip einer Spillwinde

Abbildung 2.42: Vergleich von Trommel- und Spillwinden

Bei Durchlaufwinden muss darauf geachtet werden, dass das Leerseil unter Spannung steht, da sonst der Reibschluss verloren geht. Des Weiteren muss das abgewickelte Seil wieder von einer Trommel aufgenommen werden. Ausgereifte Lösungen für Mobilnetzanwendungen stellen Elektrowinschen für Segelboote dar. Jedoch besitzen diese nur eine Bewegungsrichtung, was eine Automation des Messvorganges begrenzt.

Abbildung 2.43 zeigt die Elektroseilwinde Porty 125 des Deutschen Windenbauers Planeta.



Abbildung 2.43: Elektroseilwinde Porty 125 [24]

Der Seilablauf kann beliebig in alle Richtungen erfolgen. Das dauergeschmierte, selbsthemmende Schneckengetriebe wirkt als zuverlässige Bremse zum Ziehen von Lasten. Beim Senkvorgang wirkt der Motor als Bremsmotor. Abbildung 2.44 zeigt den Datenblattauszug dieser Winde.

TYP	PORTY ...	125	250
Max. Zugkraft in 1. Seillage	daN	125	250
Max. Zugkraft in 5. Seillage	daN	80	160
Max. Hubkraft in 1. Seillage 1)	kg	100	200
Max. Hubkraft in 5. Seillage 1)	kg	65	125
Empfohlener Seildurchmesser	mm	4	4
Seilgeschwindigkeit 1. Seillage	m/min	12	10
Seilgeschwindigkeit 5. Seillage	m/min	18	15
Nutzbare Seilaufnahme 1. Seillage 2)	m	6	6
Max. Seilaufnahme in 5 Seillagen 2)	m	40	40
Motorleistung 1-Ph / 230 V / 50 Hz	kW	0,37	0,75
Motorleistung 3-Ph / 400 V / 50 Hz	kW	0,37	0,55
Gewicht ohne Seil und Zubehör	kg	29	32

Abbildung 2.44: Datenblatt Porty 125 [24]

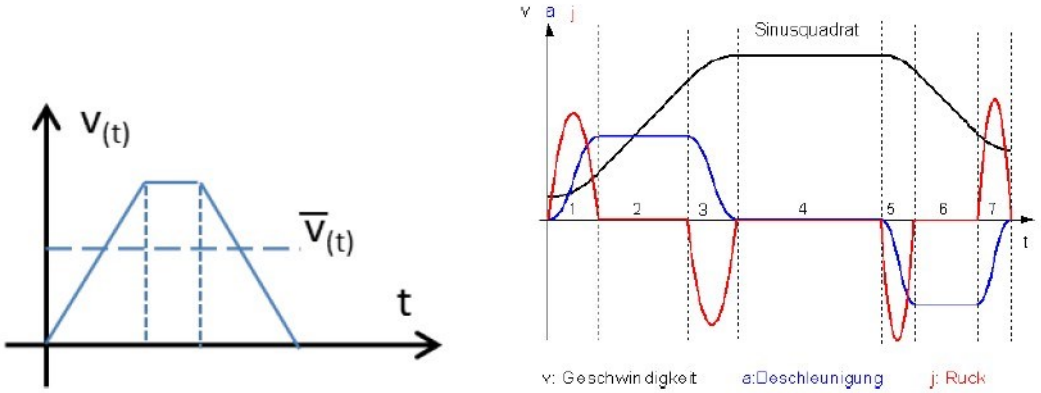
Der handelsübliche Normmotor ist im Reparaturfall einfach auszuwechseln bzw. können die Standardflanschmaße für Sonderlösungen genutzt werden.

Der Laufwagen soll mit einer möglichst konstanten Geschwindigkeit bewegt werden. Je nach Seiltrommelgeometrie kann ein Frequenzumrichter in Verbindung mit einem BLDC Motor(Brushless DC) angedacht werden. Dies würde auch ein ruckfreies Beschleunigen und Abbremsen beim Anfahren der Messpunkte ermöglichen. Es gibt eine breite Palette an verfügbaren Motorkonzepten für eine Betriebsspannung von 12 V. Dies würde den Betrieb mit einer einfachen KFZ Batterie und eine konstante Seilgeschwindigkeit bei Verwendung einer Trommelseilwinde ermöglichen.

Bürstenlosmotoren besitzen aus Regelungsgründen einen Drehgeber. Es kann angedacht werden, die Positionsmessung des Laufwagens über die Geometrischen Verhältnisse an der Seiltrommel und über das Drehgebersignal des Windenmotors zu berechnen.

Da im Mastfuß ohnehin eine weitere Umlenkrolle notwendig ist, kann auch diese mit einem Drehgeber versehen werden, was die Messaufgabe vereinfachen würde.

Abbildung 2.45 zeigt das v-t Diagramm beim Anfahren eines Messpunktes bei Nutzung eines einfachen Antriebes ohne Ruckminderung.



(a) ohne Ruckbegrenzung (b) mit sin^2 Ruckbegrenzung

Abbildung 2.45: Geschwindigkeitsprofil beim Anfahren eines Messpunktes

Die theoretische Fahrzeit beträgt für die Masthöhe von 10 m bei $v_{Winde} = 12\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{min}}$ etwa 50 s. Die Zeitvorgabe für die Fahrzeit von 10 s zwischen zwei Messpunkten kann weit unterschritten werden. Für die Strecke von 10 cm wird bei Annahme einer mittleren Geschwindigkeit (um auch den Beschleunigung und Bremsvorgang abzuschätzen) von $0.5 \cdot v_{Winde}$ etwa 1 s benötigt.

Die Zeitvorgabe wird um den Faktor 10 unterschritten. Dies wirkt sich positiv auf die Gesamtmesszeit aus. Diese kann um rund 15 Minuten verringert werden.

Ein Temperaturproblem des Antriebes kann ausgeschlossen werden, da nach dem Anfahren des Messpunktes etwa 15 Sekunden in der Position verharrt werden, um die Messung durchzuführen.

2.4.6 Wegmesssytem

Um Rückschlüsse auf die Position des Messwagens zu ziehen, ist ein Wegmesssystem zu implementieren.

Tabelle 2.16 zeigt eine Gegenüberstellung verschiedener Messmethoden.

Messprinzip	Physikalische Wirkung
Laserdistanzmessung	Messung der Laufzeit
Widerstands-draht/Folie	Messung des elektrischen Widerstandes
Optische Bilderkennungsverfahren	Zuordnung von Positionscodierungen hell/dunkel Felder
Winkelmessung der Umlenkrolle	Messung des Drehwinkels

Tabelle 2.16: Wegmesssysteme

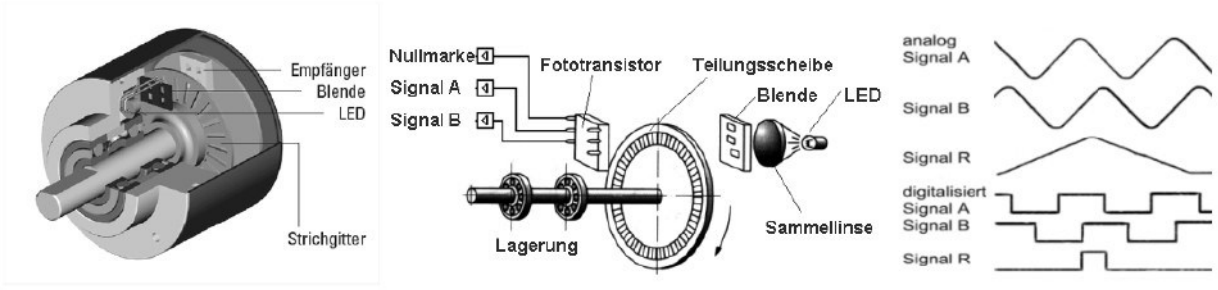
Aufgrund der Durchbiegung und Schwingungen des Mastes fällt eine Laserdistanzmessung außer Betracht, da das Target aufgrund der Durchbiegung des Mastes stark schwankt und nicht mehr eindeutig bestimmbar ist.

Der Rückschluss der Laufwagenposition über eine Widerstandsmessung durch Aufbringung und Kontaktierung eines Widerstandsdrahtes oder Folie und über die gesamte Mastlänge scheint komplex und fehleranfällig gegenüber Feuchtigkeitseinflüssen.

Bildgebende Verfahren, die über eine CCD oder CMOS Kamera ein zuordenbares Muster, das am Mast aufgebracht wird, erkennt, ist zwar nicht feuchtigkeitsabhängig aber erfordert zusätzliche Komponenten zur Datenverarbeitung, welche die Systemkomplexität weiter steigern.

Die Aufnahme des Drehwinkels der Umlenkrolle oder einer Druckrolle am Laufwagen über einen inkrementellen Drehgeber ist einfach zu implementieren und bietet eine robuste Messung.

Abbildung 2.46 a) zeigt den Schnitt b) das Funktionsprinzip und c) die Datensignale eines inkrementellen Drehgebers.



(a) Schnitt (b) Funktionsprinzip (c) Signale

Abbildung 2.46: Photoelektrischer Drehgeber

Das zweite Signal ist notwendig, um die Drehrichtung feststellen zu können.

Der mathematische Zusammenhang zwischen Drehwinkel der Rolle mit Durchmesser D und zurückgelegter Messstrecke lautet:

$$\Delta s = D \cdot \pi \cdot \frac{\varphi}{360} \tag{2.59}$$

Bereits einfache Drehgeber haben eine Auflösung von etwa 500 Impulsen pro Umdrehung, mehr als ausreichend für unsere Messung.

Der einzige Nachteil der inkrementellen Messung ist die Notwendigkeit der Referenzierung zu Beginn eines Messvorganges.

Da aber ohnehin Endschalter die Grenzpositionen überwachen sollten, ist der zusätzliche Aufwand für einen Refenzschalter gering.

Für unsere Anwendung wird ein induktiver Geber der Firma Eltra Type Emi55 verwendet. Um diesen zu implementieren muss nur der magnetische Läufer mittels einer Madenschraube an der Messwelle fixiert werden.

2.4.7 CFK-Komponenten

Die gesamten CFK-Teile sind bei der Firma R&G als Halbzeuge erhältlich.

Die Mastrohre sowie die Steckrohre sind bereits auf Maß geschliffen, um eine gute Steckverbindung zu gewährleisten. Das Profilrohr zur Behinderung der Rotation wird, wie auch die restlichen Klebeverbindungen, mittels Epoxidharz mit Glasfaser Füllstoffen befestigt.

Der Sensorträger wird durch Einschäften mit Glasfasermatten gefügt, um einen den Biege-/Torsionsmomenten entsprechenden Faserverlauf zu erreichen.

3 Zusammenfassung

3.1 Kritik

Der gezeigte Entwurf sollte grundsätzlich die Aufgabenstellung erfüllen.

Einige Details bzw. Konstruktionswege können aber hinterfragt oder durch andere Lösungswege gelöst werden.

3.1.1 Mast

Um die Komplexität des Entwurfes nicht weiter zu erhöhen, wurde beim Mast auf ein einfaches Rohrprofil zurückgegriffen. Dieser ist hinsichtlich seiner Festigkeit mathematisch leichter zu betrachten als Spezialprofile.

Es kann angedacht werden, bei der baulichen Umsetzung Tropfenprofile aus dem Bootsbau zu verwenden. Dies würde bei etwas komplexerer Lagerung des Fahrwagens (CNC gefräste Gleitbuchsen) die Rotation verhindern. Diese Profile besitzen eine eigene Ausbuchtung für das Tragseil. Bis auf ein paar konstruktive Details kann aber der gezeigte Entwurf verwendet werden.

Abbildung 3.1 zeigt ein solches Spezialprofil.



(a) Tropfenprofil in CFK (b) Leichtbau CFK Rig

Abbildung 3.1: Bootsmasten von CST Marine Solutions [7]

3.1.2 Berechnungen

Bei der Knickung handelt es sich um ein Stabilitätsproblem, bei dem man große Sicherheitsfaktoren einhalten sollte.

Es wurden Annahmen und Vereinfachungen getroffen, um eine analytische Lösung der Problemstellung zu ermöglichen. Dabei wurde stets versucht, sich auf der sicheren Seite zu befinden.

Für genauere Modelle müsste eine Finite Element Simulation des Mastes (Versteifungen/-Komplexe Querschnitte), sowie eine Frequenzanalyse (Schwingverhalten) durchgeführt werden.

Alle hochbelasteten Komponenten wurden dimensioniert. Der Festigkeitsnachweis für schwach belastete Einzelkomponenten müsste vor Umsetzung aber noch erbracht bzw. geprüft werden.

Der Grenzfahrwinkel (maximale Neigung des Mastes), bei dem der Laufwagen durch sein Eigengewicht die Reibung überwindet und selbständig abwärts fahren kann. Dieser beträgt etwa 35°. Das für die Berechnung notwendige Momentensysstem ist in der Zeichnungsableitung 3.9 Sensorträger ausgeführt.

3.1.3 Antrieb

Die Förderung des Laufwagens mittels eines Seils könnte auch mit einem direkt am Laufwagen montierten Antriebes erfolgen.

Dies hätte den Vorteil, dass die Wegmessung direkt an das Loggingsystem anbindbar ist und eine höhere Systemintegration erreicht werden würde.

Weiters wäre ein waagrechtes Befahren der Messstrecke nur mit einem Umlaufseil oder einem Zahnstangenantrieb möglich. Dies ist zu beachten, falls man das Messsystem anderweitig einsetzen möchte.

3.1.4 Hydraulik und Elektrik

Der Hydraulik Schaltplan des Schwenkantriebes wurde bereits beschrieben. Die Auswahl der notwendigen Komponenten müsste zur Umsetzung noch durchgeführt werden.

Die elektrischen Komponenten zum Antrieb der Winde (Frequenzrichter und Steuerung) sind ebenfalls noch zu betrachten.

Die Stromversorgung kann aber mittels einer einfachen Autobatterie problemlos sichergestellt werden.

3.2 Technische Daten des Messanhängers

Die Konstruktionszeichnungen bieten den kompletten Umfang der technischen Details.

Tabelle 3.1 zeigt die wichtigsten Eigenschaften

Technische Daten	
Gesamtlänge	3.781 m
Gesamtbreite	1.64 m
Ladelänge	2.68 m
Ladebreite	1.12 m
Gesamtgewicht	780 kg
Masthöhe	10.36 m
Schwenkbereich	Stufenlos $0 - 180°$
Fahrgrenze	35°
Aufnahme Anpassbarkeit	Stufenlos $0 - 35°$
Sensorausladung längs	1, 59 m
Sensorausladung quer	1, 34 m
Fahrwagengewicht	9, 6 kg
max. Hubgeschwindigkeit	18 m/min
maximale. Windgeschwindigkeit	30 m/s

Tabelle 3.1: Technische Daten

Da der Hänger über eine Auflaufbremse sowie eine Federung/Dämpfung verfügt ist eine 100 km/h Zulassung möglich. Dies ermöglicht einen raschen Transport.

3.3 Kostenabschätzung

Eine einfache Kostenabschätzung wurde durchgeführt. Die bekannten Preise wurden in der Stückliste eingetragen.

Für Stahlkomponenten wurde ein Satz von 5€/kg, für Aluminium Teile 15 €/kg angesetzt. Diese Sätze sollten Schweißnähte bzw. Kosten der mechanischen Bearbeitung im Schnitt abdecken. Schrauben und Befestigungsmaterial wurden vernachlässigt.

Es wird ein Richtpreis für die Materialkosten von etwa 11.660€ inkl. der Sensorik und der Messelektronik abgeschätzt.

3.4 Konklusion

Es wurde ein umfangreicher Einblick in die Kraftwerkstechnik und in die damit notwendigen physikalischen Grundlagen zur Konzipierung des Travesiersystems folglich des Messanhängers gegeben.

Nach Zielsetzung der Aufgabe wurden Parameter des Einsatzortes festgelegt sowie Größenbereiche abgesteckt.

Die technische Machbarkeit wurde durch festigkeitstechnische Abschätzungen beschrieben und führte zu einer Werkstoffauswahl und zur Modellierung eines mathematischen Modells für die Belastungen des Mastes. Die Beanspruchungen und die sich daraus ergebenden Parameter wurden in Tragfähigkeitsdiagrammen dargestellt.

Im konstruktiven Prozess wurde daraufhin eine Konzeptstudie ausgearbeitet und konstruiert, die hinsichtlich ihrer Hauptkomponenten dimensioniert wurde.

Der Entwurf wurde kritisch hinterfragt und auch andere Lösungsalternativen angeboten.

Diese Konzeptstudie dient als Vorgabe für eine mögliche technische Umsetzung der Strömungsmessung.

Weiters sind auch andere Einsatzmöglichkeiten für den Messanhänger denkbar, wie z.B. mobile Funkmasten für Militäranwendungen oder als Träger für mobile Überwachungskameras.

Abbildungsverzeichnis

0.1 Beispiele für Optimierungsvorgänge [29] ix
0.2 Primärenergie [5] x
0.3 Energieflussbild einer Dampfkraftwersanlage [6] xi
0.4 Wirkungsgrade von Dampfkrafterken [2] xii

1.1 Halbschnittskizze eines Kühlturms 2
1.2 Aufnahme des Einströmbereiches [28] 3
1.3 Primärenergieträger 2004 [33] 5
1.4 Übersichtskarte kalorischer Grundlastkrafwerke [32] 6
1.5 Wärmekraftmaschine und Dampferzeuger [2] 7
1.6 Aufbau und Ablauf des geschlossenen Dampfkreisprozess [6] 8
1.7 Technische Ausführung realer Dampfkraftwerke [13] 9
1.8 Prinzipschema eines SWR [28] 9
1.9 Wirkungsgrade kalorischer Kraftwerke [10] 10
1.10 Schnitt durch einen Kondensator [33] 11
1.11 Frischwasserkühlung [10] 13
1.12 Schema eines Kühlturmes [10] 14
1.13 Adiabate Befeuchtung [30] 16
1.14 Vorgänge im T,x Diagramm [12] 17
1.15 Skizze zu Massenströme [30] 18
1.16 Zustandsverlauf nach Berliner [3] 19
1.17 Beeinflussung der Strömung am Lufteinlauf 20
1.18 Maßnahmen zur Erhöhung von η_{th} [6] 20
1.19 Abhängigkeiten η_{th} [6] 21
1.20 CFD Simulation des Kühlturmes 25

2.1 Häufigkeit von Phasen und Tätigkeiten in Konstruktionsabteilungen [21] . . 26
2.2 Detailaufnahme des Lufteinlaufes [28] 27
2.3 Projektionen der Einlaufgeometrie 29
2.4 Messstellen polar am Kühlturm 29
2.5 Abmaße des Ultraschallsensors [20] 30
2.6 Konzeptvarianten und Bauraum für die Travesiereinheit 32
2.7 Symbolfoto eines Mobilkranes 33
2.8 Schnittkräfte eines durch Seile geschaffenen Krafteinleitungspunktes 33
2.9 Skizze des Mastsystems 35
2.10 Schematischer Aufbau des Mastes 36
2.11 Ersatzsystem eines vom Eigengewicht belasteten eingespannten Trägers . . . 37
2.12 Querkraftverlauf des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$ 38

2.13 Momentenverlauf des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$ 39
2.14 Randbedingungen der Biegelinie 39
2.15 Durchbiegung des Mastes, normiert auf $Ag\rho \cdot l$ 40
2.16 Ashby Map: E-Modul-Dichte [1] 41
2.17 Ashby Map: Fließspannung-Dichte [1] 42
2.18 Stecksystem 43
2.19 Rohrdimensionen und Bezeichnungen 43
2.20 spezifische Steifigkeit [31] 46
2.21 Mast im Erdschwerefeld 47
2.22 Knicksteifigkeit von Stäben, normiert auf AL [31] 49
2.23 Mast unter Einzellast 50
2.24 Freigemachtes Kräftesystem des Mastkonzeptes 51
2.25 Bambus-Optimierte Geometrie der Natur [31] 51
2.26 Knickdiagramm CFK-UD [9] 53
2.27 Knickverhalten bei Inperfektion 54
2.28 Mast unter Eigengewicht und Einzellast 55
2.29 Mast in der Luftströmung 57
2.30 Verallgemeinertes System 61
2.31 Auflagergrößen 61
2.32 Spannung und Sicherheit 62
2.33 Maximale Durchbiegung $f_{max(\alpha)}$ 62
2.34 Messanhänger gerendert 64
2.35 Anhänger EPA 300/15 T-STK [25] 65
2.36 mögliche Kipplastfälle in Z-Y und Z-X 66
2.37 Stützfuß Estobar 67
2.38 Kippvorrichtung Patent Nr.: EP0205955 A2 [17] 68
2.39 Beschreibung eines Steilgewindeantriebes [14] 69
2.40 Antrieb HKS-MDA-H-125-180 [14] 70
2.41 Hydraulik Schaltplan 71
2.42 Vergleich von Trommel- und Spillwinden 72
2.43 Elektroseilwinde Porty 125 [24] 73
2.44 Datenblatt Porty 125 [24] 73
2.45 Geschwindigkeitsprofil beim Anfahren eines Messpunktes 74
2.46 Photoelektrischer Drehgeber 75

3.1 Bootsmasten von CST Marine Solutions [7] 77

Tabellenverzeichnis

1.1 Luftdichten vor und nach dem Wärmeaustausch 22
1.2 ζ-Werte im Kühlturm 23
1.3 Geometriewerte des Kühlturmes 24

2.1 Sensorkomponente und Gewichte 31
2.2 Zeitabschätzung 31
2.3 Geometrieparameter dünnwandig 44
2.4 Geometrieparameter 44
2.5 Werkstoffparameter [9] 45
2.6 Auslegungskennwerte 45
2.7 theoretisch mögliche Masthöhe 48
2.8 Sicherheit gegen Knicken durch Eigengewicht 49
2.9 Sicherheit gegen Knicken durch Ersatzlast 52
2.10 Knickspannung und Sicherheit durch Ersatzlast 54
2.11 Auswertung der Windlast 59
2.12 Zusammensetzung der einzelnen Lastkomponenten 60
2.13 Kennwerte wichtiger Zustände 62
2.14 minimale Rückstellmasse 66
2.15 Schwenkantriebsauslegung 69
2.16 Wegmesssysteme 75

3.1 Technische Daten 79

Literaturverzeichnis

[1] Ashby, Mike ; Johnson, Kara: *Materials and design: The art and science of material selection in product design.* Amsterdam : Elsevier, 2005. – ISBN 9780750655545

[2] Baehr, Hans D. ; Kabelac, Stephan: *Thermodynamik.* Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN 9783642241611

[3] Berliner, Paul: *Kühltürme: Grundlagen der Berechnung und Konstruktion.* Springer, 1975. – ISBN 0–387–06732–9

[4] Bogh, P. ; Fisch, K. ; Graf, P.: *Patent WO PCT/EP2011/069,205. Lufteinführungssystem und -verfahren für kühltürme.* 2012 http://www.google.com.ar/patents/WO2012059496A3?cl=de

[5] Bundeszentrale für politische Bildung: *Primärenergie-Versorgung | bpb.* http://www.bpb.de/nachschlagen/zahlen-und-fakten/globalisierung/52741/primaerenergie-versorgung

[6] Cerbe, Günter ; Wilhelms, Gernot: *Technische Thermodynamik.* Hanser, 2013. – ISBN 9783446437500

[7] CST ; | CST Composites (Hrsg.): *Masts.* http://www.cstcomposites.com/markets/marine/products/masts/. Version: 2014

[8] Czichos, Horst ; Hennecke, Manfred: *Hütte: Das Ingenieurwesen.* 33., aktualisierte Aufl. Berlin and New York : Springer-Verlag, ©2008. – ISBN 978–3–540–71851–2

[9] Datenblatt: *Prüfbericht CFK UD.* http://www.ezentrumbilder.de/rg/pdf/td_de_SKZ.pdf

[10] Dubbel, Heinrich: *Taschenbuch für den Maschinenbau.* Springer, 2011. – ISBN 978–3–642–17306–6

[11] Göldner, Hans: *Lehr- und Übungsbuch Technische Mechanik.* Bd. / Hans Göldner; Dieter Witt ... ; Bd. 1. München and Wien : Fachbuchverl. Leipzig im Hanser-Verl., 1993. – ISBN 3–343–00803–6

[12] Gunt: *Nasskühlturm WL 320.* http://www.gunt.de/wl320

[13] Herbell, Heiko: *Thermohydraulische Auslegung des Zwischenüberhitzers eines High Performance Light Water Reactors.* KIT Scientific Publishing, 2011. – ISBN 978–3–86644–702–8

[14] HKS: *Datenblätter und Spezifikationen.* http://www.hks-partner.com/downloads

[15] HTH Service GmbH: *Druckverluste in Leitungssystemen und Kompo-*

nenten. http://www.hth.info/Media/Documents/118/Informationen_2-2012_Informationen-Stichwortverz.pdf. Version: 2014

[16] Jevons, William S.: *The coal question: An inquiry concerning the progress of the nation, and the probable exhaustion of our coal- mines ; first edition 1865.* [Nachdr. der Ausg.] London [u.a.] 1865. 1865. – ISBN 0–333–80425–2

[17] Kippmast: *Patent EP0205955A2.* http://www.google.co.in/patents/EP0205955A2?cl=de. Version: 1986

[18] KKL ; Kernkraftwerk Leibstadt AG (Hrsg.): *Geschäftsbericht 2012.* https://www.kkl.ch/unternehmen/publikationen/geschaeftsberichte-archiv.html. Version: 2014

[19] Klein, Bernd: *Leichtbau-Konstruktion: Berechnungsgrundlagen und Gestaltung.* Vieweg + Teubner, 2011 (Studium). – ISBN 978–3–8348–1604–7

[20] METEK: *Datenblatt-uSonic-3 Class A.* http://www.metek.de/product-details/usonic-3-class-a.html. Version: 2014

[21] Naefe, Paul: *Einführung in das Methodische Konstruieren: Für Studium und Praxis.* Springer Vieweg, 2012 (Lehrbuch). – ISBN 978–3–658–00001–1

[22] Otto, Frei: *Natürliche Konstruktionen.* Stuttgart : Deutsche Verlags Anstalt, 1985. – ISBN 3–421–02591–6

[23] Pertiller, Gerhard ; Rauter, Marco: *Refit your Flow.* Leoben, 2012

[24] PLANETA: *Elektrische Seilwinde PORTY.* http://www.planeta-hebetechnik.eu/deutsch/Elektroseilwinde_PORTY.html. Version: 2012

[25] Pongratz: *Tieflader.* http://www.pongratz-anhaenger.com/produkte/tieflader/epa/. Version: 2014

[26] RuG: *CFK-Rundrohr für den Mastbau.* http://shop1.r-g.de/art/746454

[27] Surek, Dominik ; Stempin, Silke: *Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium.* Teubner, 2007. – ISBN 3–8351–0118–8

[28] swissnuclear: *Energieeffizienz.* https://www.kernenergie.ch/de/energieeffizienz.html. Version: 2014

[29] Tosca: *The Optimization Suite.* http://www.fe-design.de/en/products/

[30] Trumpler, Achim: *Diplomarbeit — Verdunstungskühltürme ‚FH Gießen.* http://achimtrumpler.de/diplom. Version: 2014

[31] Wiedemann, Johannes: *Leichtbau: Elemente und Konstruktion.* 3. Aufl. Berlin and New York : Springer, 2007 (Klassiker der Technik). – ISBN 3–540–33656–7

[32] WikiEnergy: *Energieanlagenkarte.* http://www.wikienergy.de/. Version: 2014

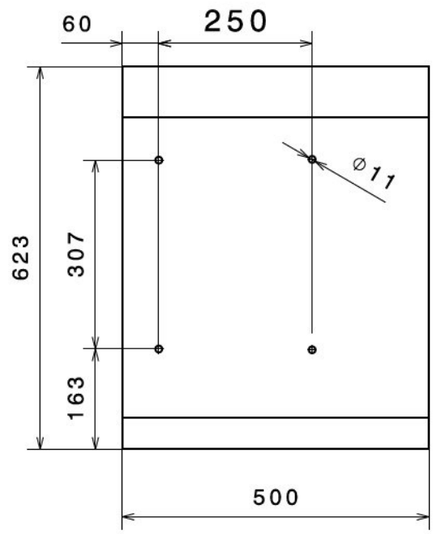
[33] Zahoransky, Richard: *Energietechnik.* Vieweg, 2007. – ISBN 978–3–8348–0215–6

Anhang

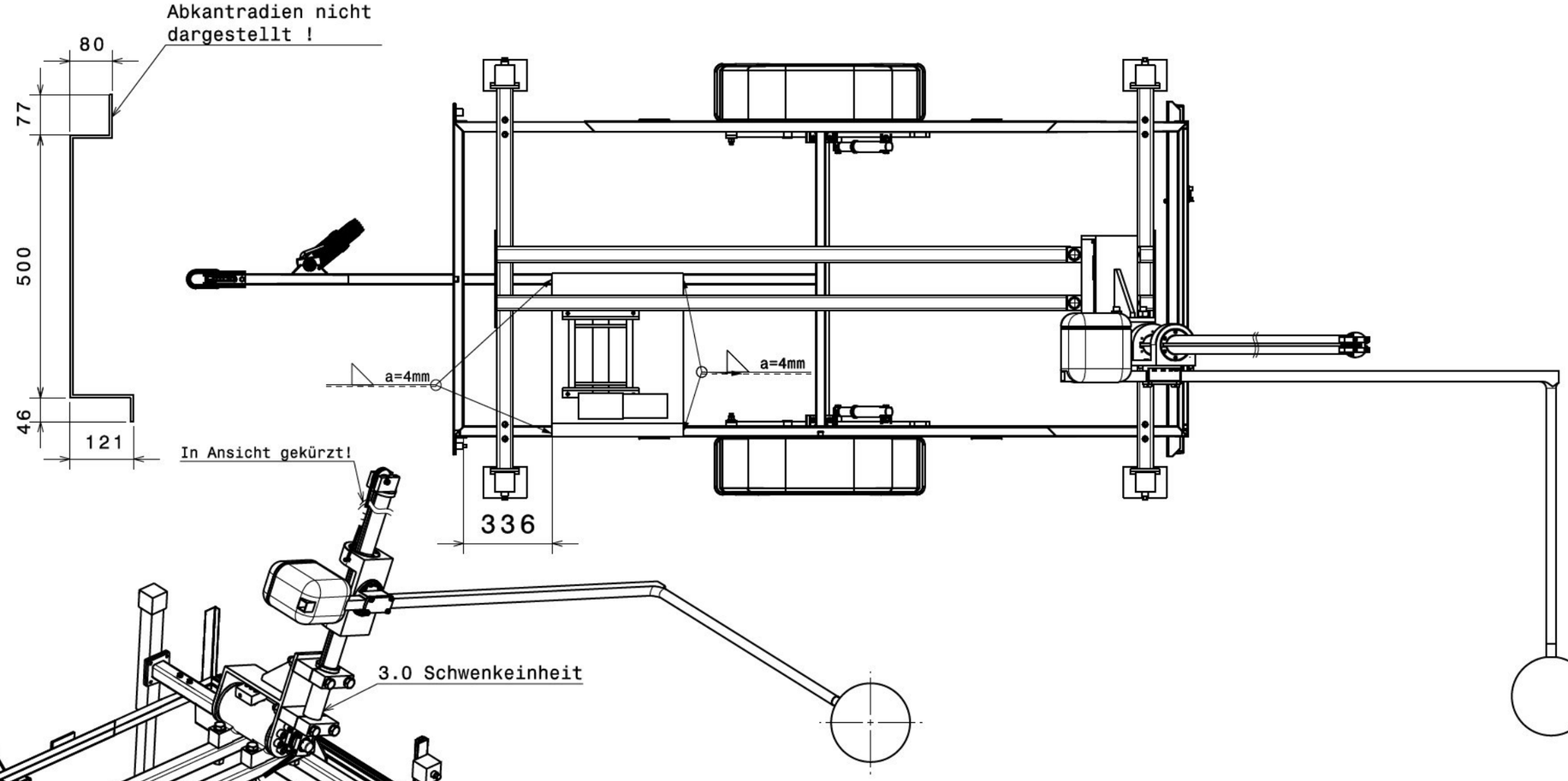
Technische Zeichnungen:

- 1.0 Messanhänger...1/15
- 2.0 Aufbaubefestigung...2/15
- 2.1 Rahmen...3/15
- 3.0 Dreheinheit...4/15
- 3.2 Bügel...5/15
- 3.3 Mess/Umlenkrolle...6/15
- 3.4 Halteschelle und 3.5 Mastfuß...7/15
- 3.6 Mast...8/15
- 3.7 Fahrwagen...9/15
- 3.7.x Gleitbuchse, Aufnahme und Spannplatte...10/15
- 3.8 Mastkopf...11/15
- 3.9 Sensorträger...12/15
- Bewegungsanalyse...13/15
- Stückliste 1/2...14/15
- Stückliste 2/2...15/15

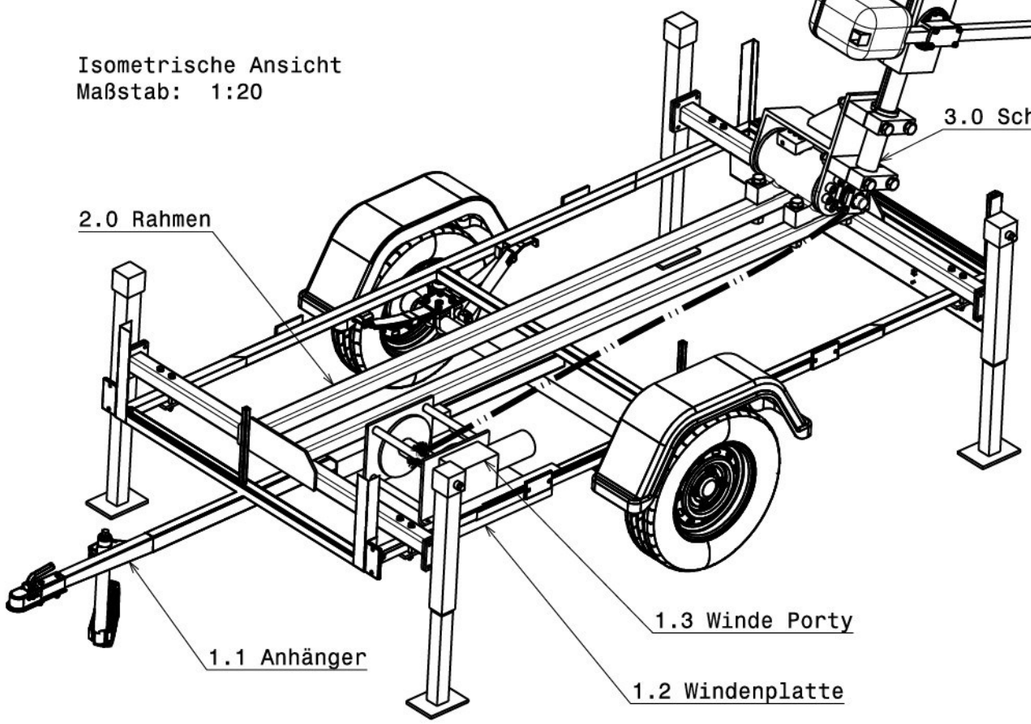
1.2: Windenplatte s=5mm
Maßstab: 1:10



Vorderansicht
Maßstab: 1:20



Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:20



Zur Übersichtlichkeit werden Bordwände des Anhängers nicht dargestellt!

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.0	Schwenkeinheit	1			125
2.0	Aufbau	1			124,98
1.3	Windenplatte	1	500x1000x5	S235	15,7
1.2	Winde Porty 125 mit Stahseil s=4mm	1	-	-	45
1.1	Anhänger Pongratz EPA 300/15 T-STK	1	-	-	450
1.0	Messanhänger	1	-	-	761,68

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

1.0 Messanhänger

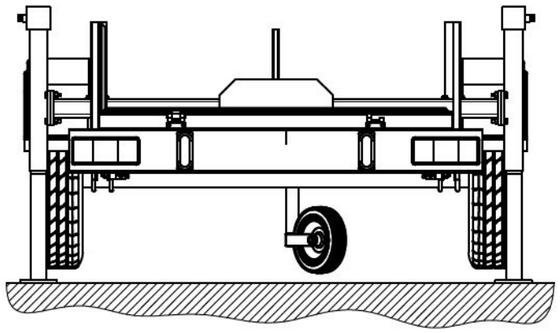
SIZE A3

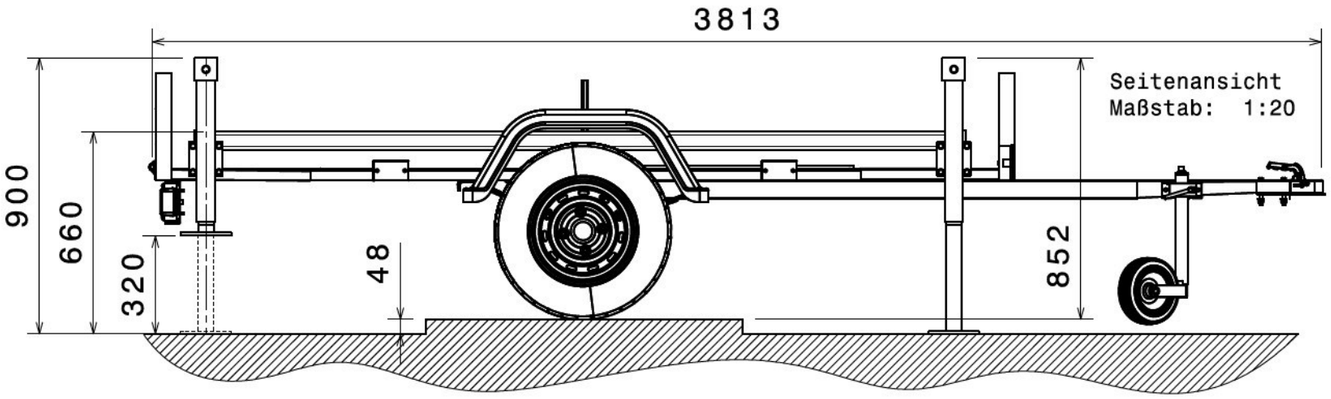
DASSAULT SYSTEMES

SCALE 1:20 | WEIGHT (kg) 762 | DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing | SHEET 1/15

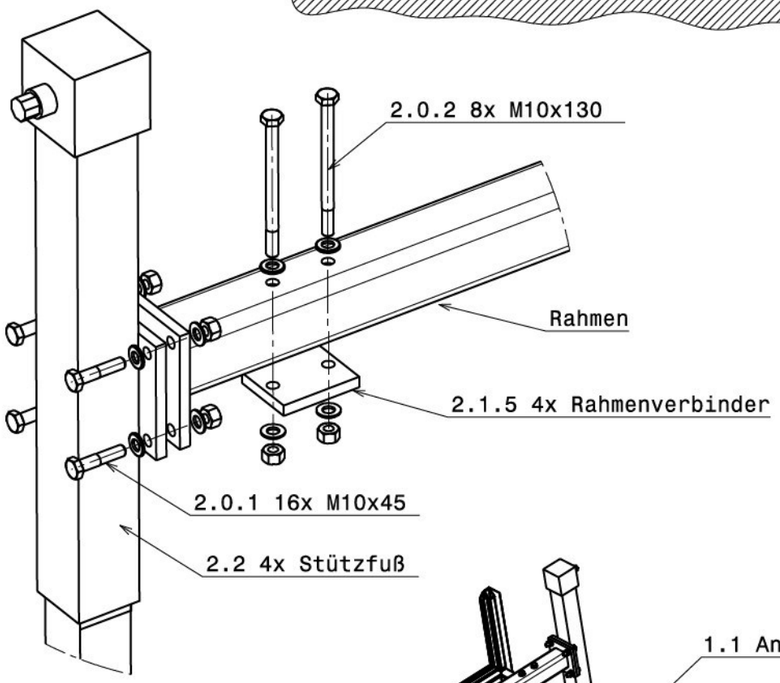
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

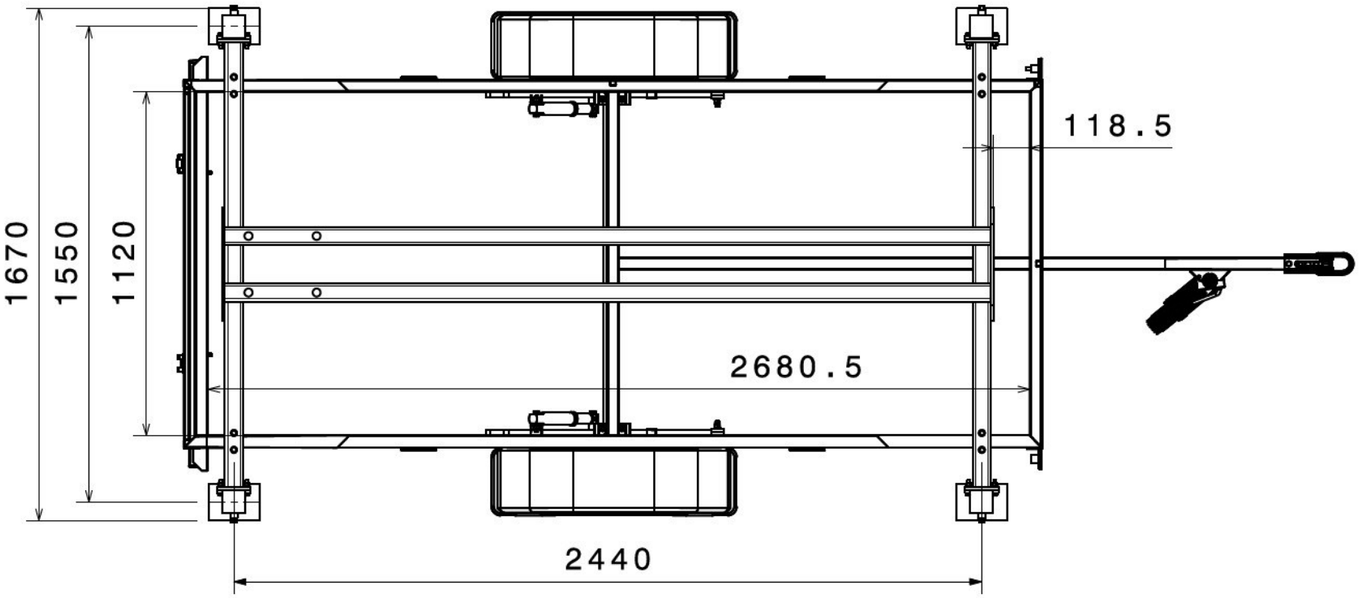
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

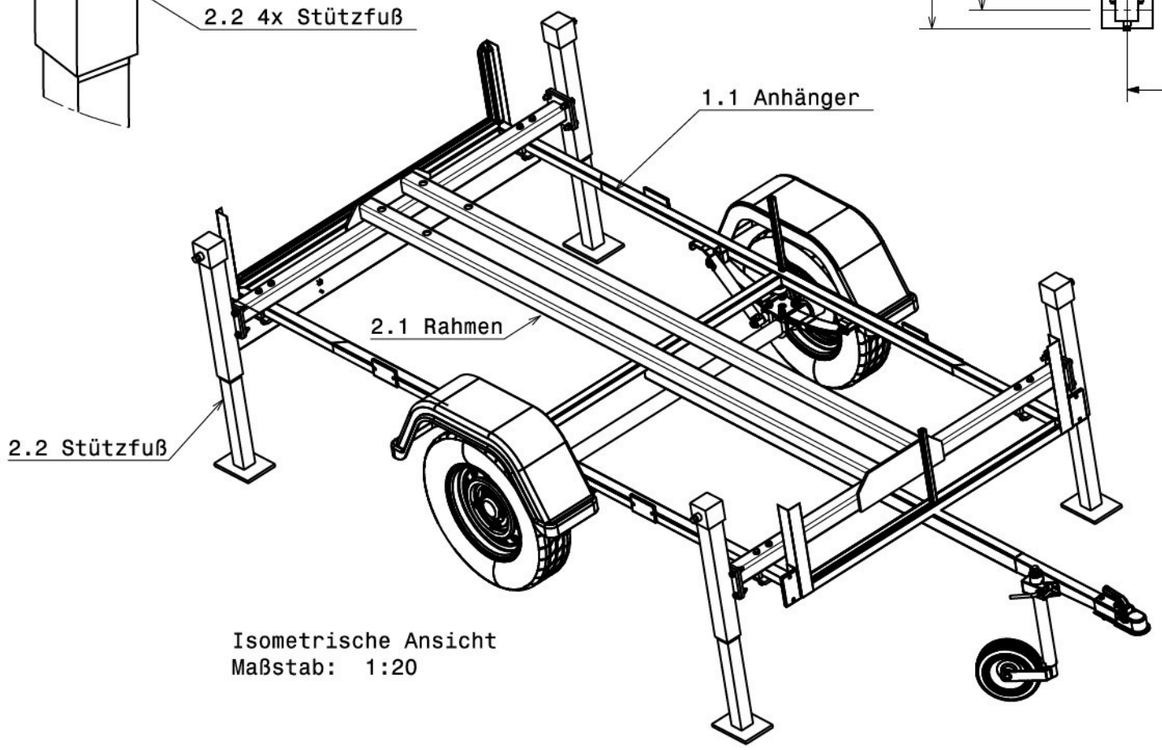




Explosionsansicht
Aufbaubefestigung
Maßstab: 1:5







Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:20

2.1.5	Rahmenverbinder	4			
2.2	Stützfuß dreistufig Estobar Art.Nr.: 887590	4	je 12 kg		48
2.1	Rahmen	1	-	-	76,98
2.0.4	Scheibe Din 125 - A 25 - 140 HV	48			
2.0.3	Sechskantmutter ISO 4032 - M10 - 10	24			
2.0.2	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x130 - 10.9	8			
2.0.1	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x45 - 10.9	16			
2.0	Aufbau	1			124.98
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

2.0 Aufbaubefestigung und Gesamtabmaße

SIZE A3

DASSAULT SYSTEMES

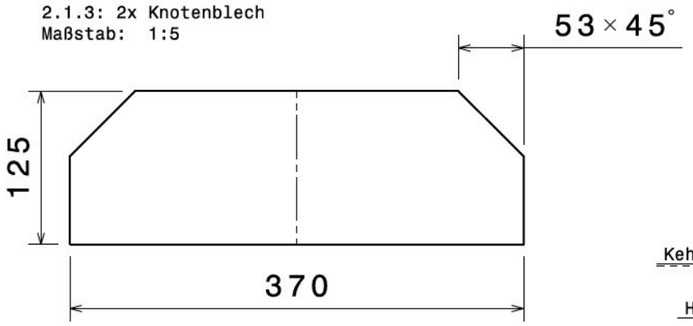
SCALE 1:20
WEIGHT (kg) 125
DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET 2/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

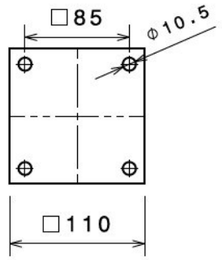
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

Alle Bleche S355 s=8mm

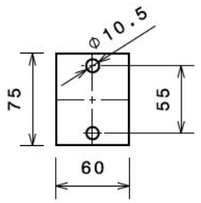
2.1.3: 2x Knotenblech
Maßstab: 1:5



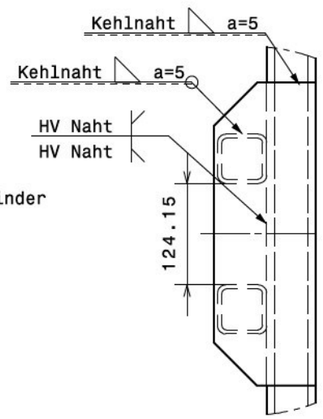
2.1.4: 4x Stützfußverbinder
Maßstab: 1:5



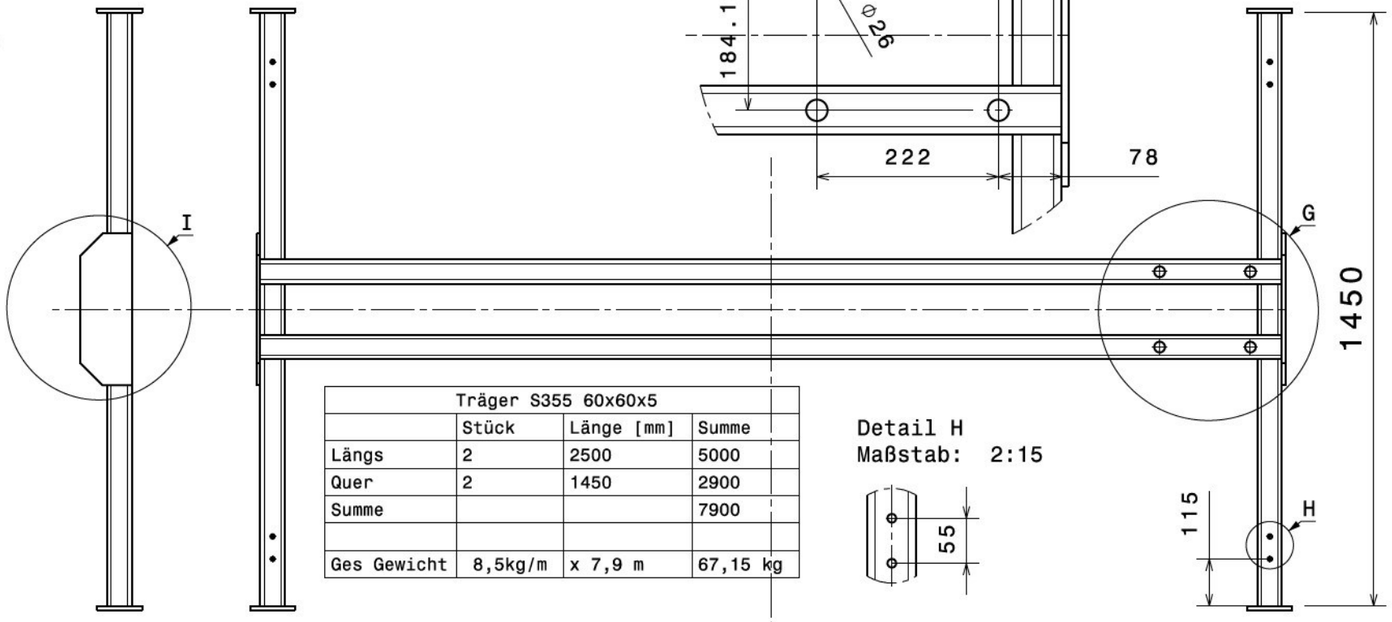
2.1.5: 4x Rahmenverbinder
Maßstab: 1:5



Detail I
Maßstab: 2:15



2.1: Rahmen
Maßstab: 1:15

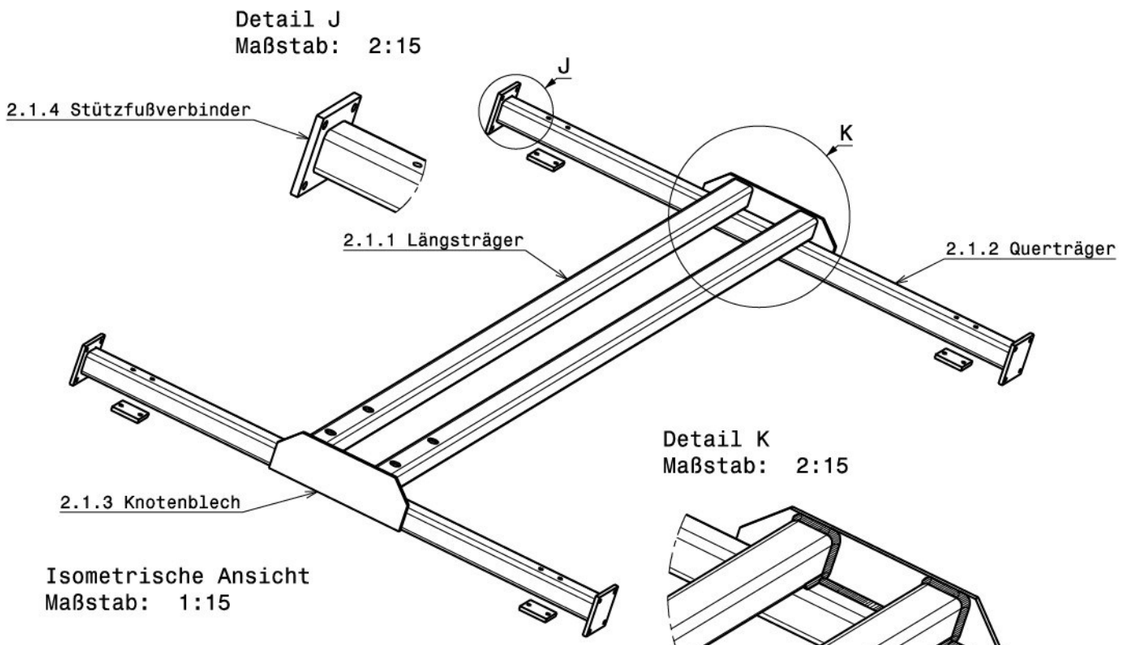


Detail G
Maßstab: 2:15

Detail H
Maßstab: 2:15

Träger S355 60x60x5			
	Stück	Länge [mm]	Summe
Längs	2	2500	5000
Quer	2	1450	2900
Summe			7900
Ges Gewicht	8,5kg/m	x 7,9 m	67,15 kg

Detail J
Maßstab: 2:15



Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:15

Detail K
Maßstab: 2:15

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
2.1	Rahmen	1			76,98
2.1.5	Rahmenverbinder	4	60x75x8	S355	1,12
2.1.4	Stützfußverbinder	4	110x110x8	S355	2,94
2.1.3	Knotenblech	2	125x370x8	S355	5,77
2.1.2	Querträger DIN 59410 - S355 - 60x60x5	2	l=1450,12.32 kg	S355	24,65
2.1.1	Längsträger DIN 59410 - S355 - 60x60x5	2	l=2500,21.25 kg	S355	42,5

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

2.1 Rahmen

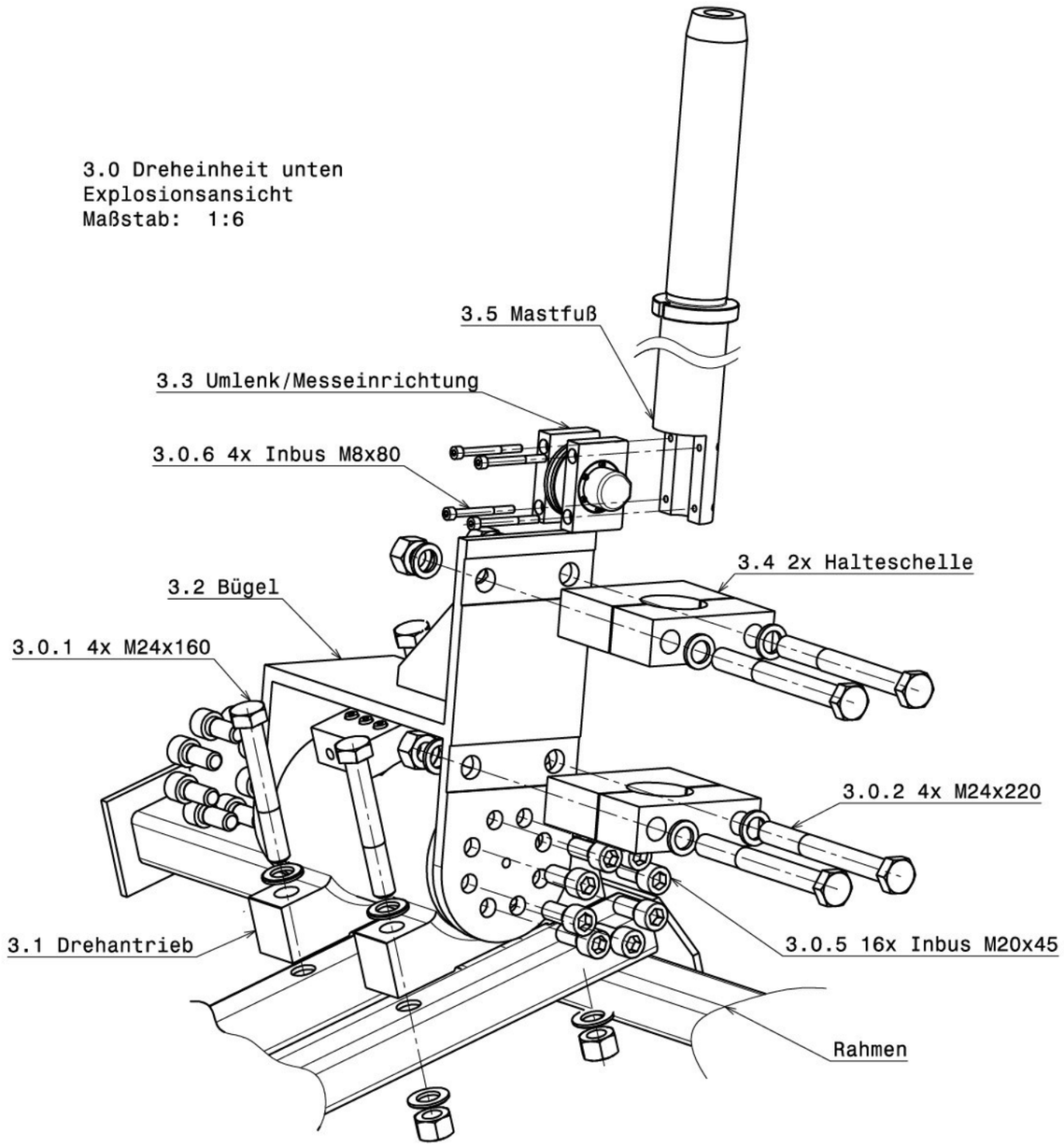
SIZE A3
SCALE 1:15
WEIGHT (kg) 77
DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET 3/15

DASSAULT SYSTEMES

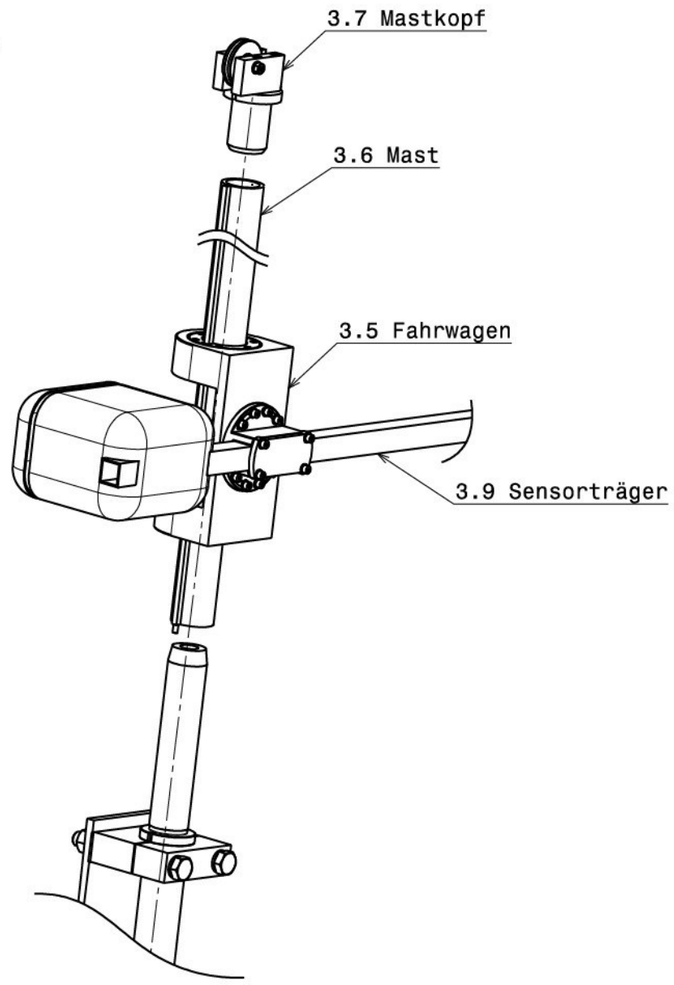
I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

3.0 Dreheinheit unten
Explosionsansicht
Maßstab: 1:6



3.0 Dreheinheit oben
Explosionsansicht
Maßstab: 1:10



3.0.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4			
3.0.5	Zylinderschraube ISO 4762 - M20x45 - 10.9	16			
3.0.4	Scheibe Din 125 - A 25 - 140 HV	16			
3.0.3	Sechskantmutter ISO 4032 - M24 - 10	8			
3.0.2	Sechskantschraube ISO 4017 - M24x220 - 10.9	4			
3.0.1	Sechskantschraube ISO 4017 - M24x160 - 10.9	4			

3.0	Dreheinheit	1			
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.9	Sensorträger				
3.8	Mastkopf	1			
3.7	Fahrwagen	1			
3.6	Mast	1			
3.5	Mastfuß	1			
3.4	Halteschellen	2			
3.3	Umlenk/Messeinrichtung	1			
3.2	Bügel	1			23,4
3.1	Drehantrieb HKS-MDA-H-125-180	1			55
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

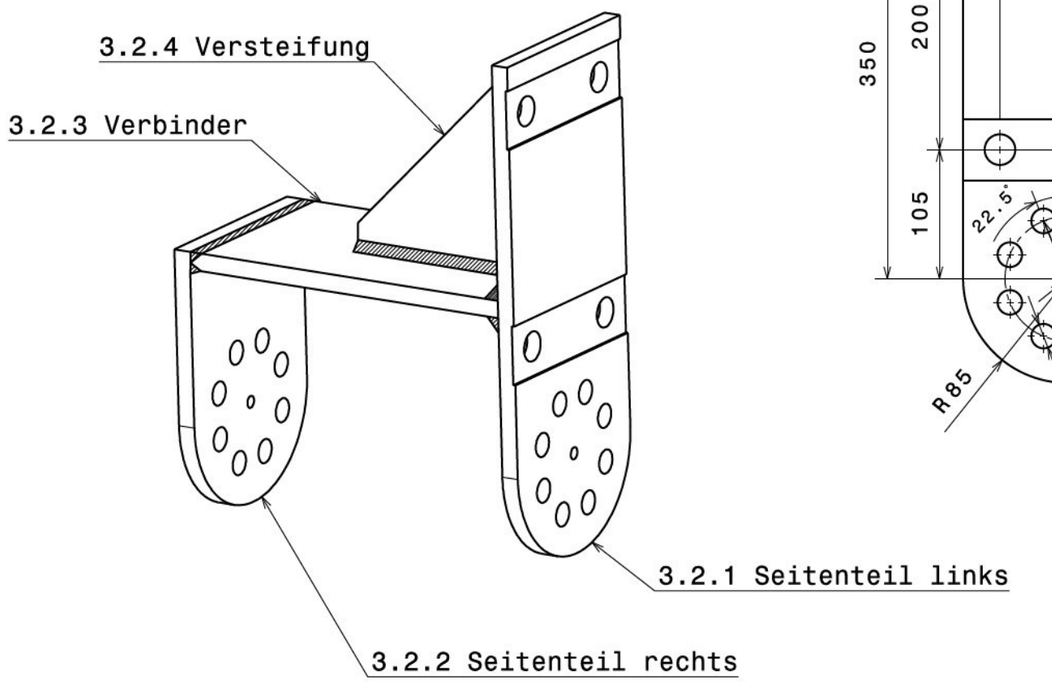
3.0 Dreheinheit

SIZE A3
SCALE 1:10
WEIGHT (kg) 55
DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET 4/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

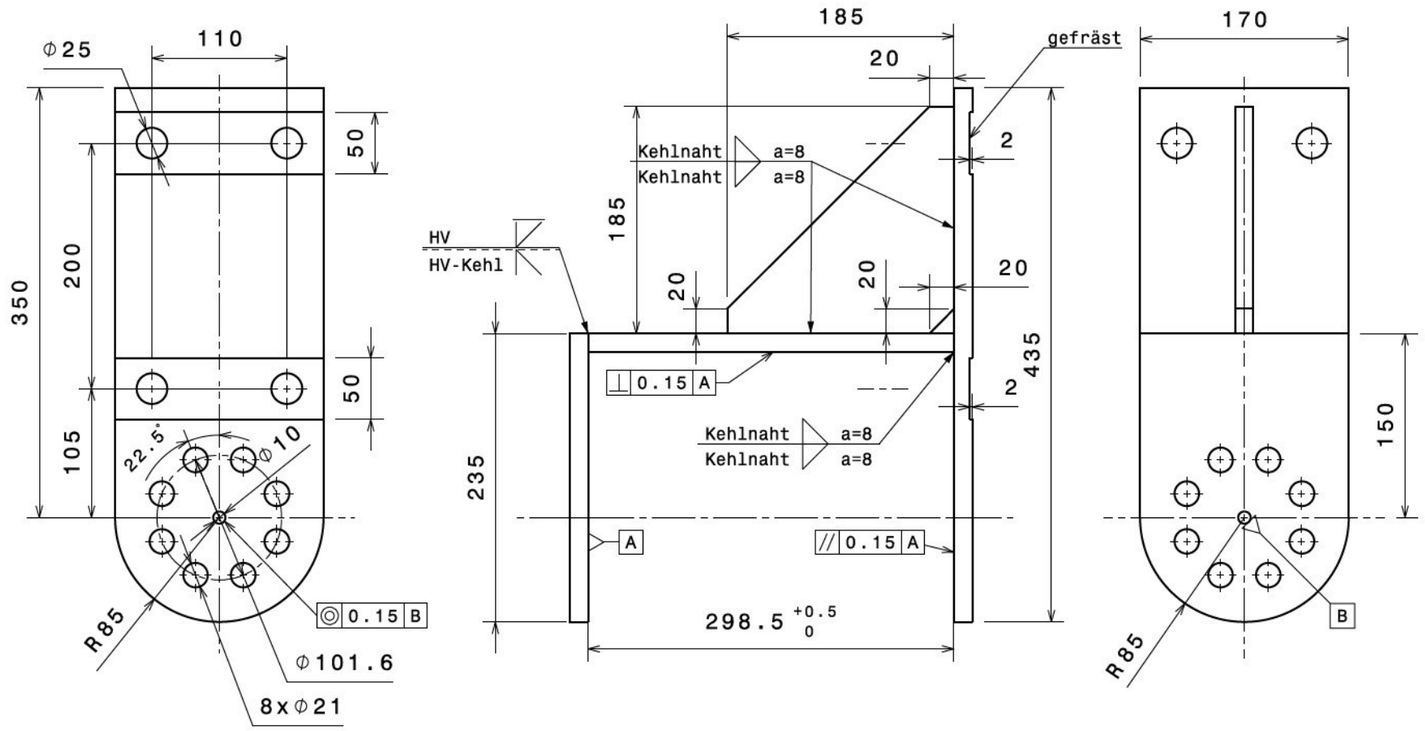
I	_
H	_
G	_
F	_
E	_
D	_
C	_
B	-
A	_

Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:5



3.2: Bügel
Maßstab: 1:5

Alle Bügelbleche S235 Blechstärke s=15mm



3.2.4	Versteifung	1	185x185x15	S235	4
3.2.3	Verbinder	1	170x300x15	S235	6
3.2.2	Seitenteil rechts	1	170x235x15	S235	4,7
3.2.1	Seitenteil links	1	170x435x15	S235	8,7

3.2	Bügel	1			23,4
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

3.2 Bügel

SIZE A3

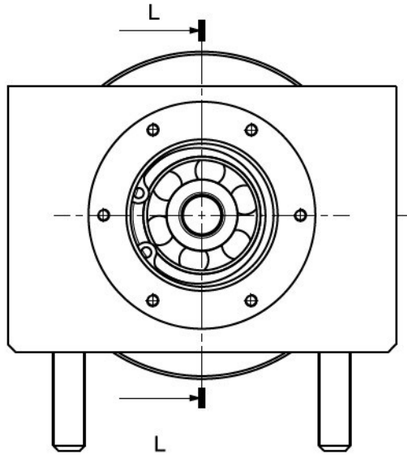
DASSAULT SYSTEMES

SCALE 1:5
WEIGHT (kg) 24
DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET 5/15

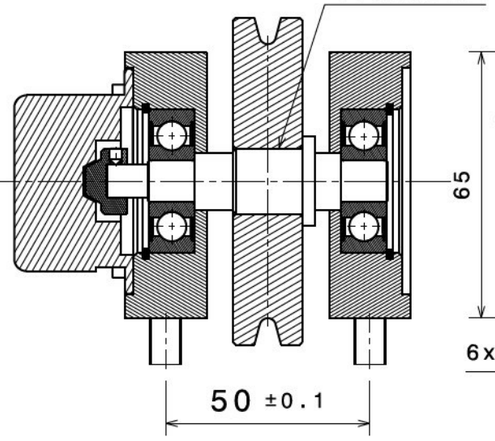
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

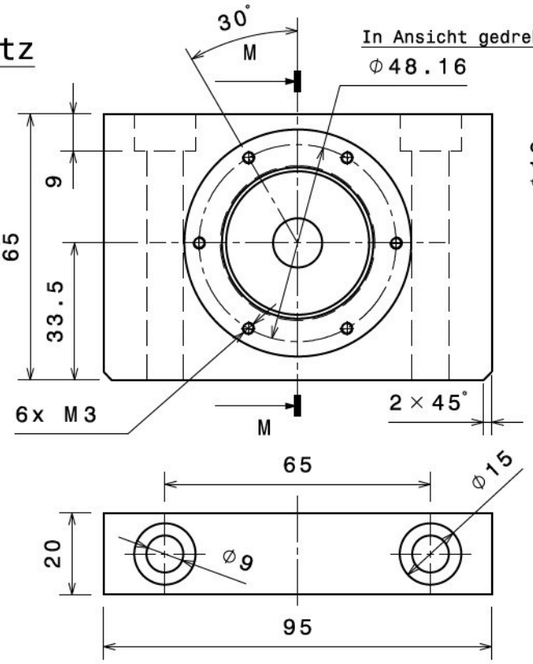
Gesamtansicht
Maßstab: 2:3



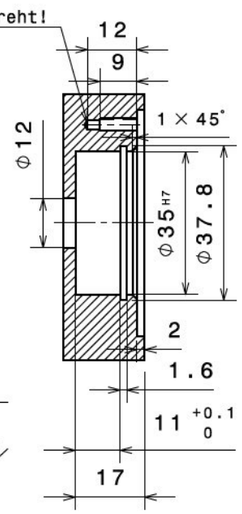
SchnittansichtL-L
Maßstab: 2:3



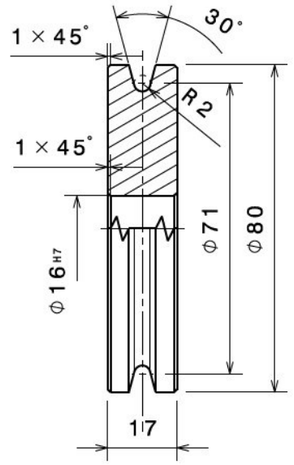
3.3.1: 2x Lagerschale
Maßstab: 2:3



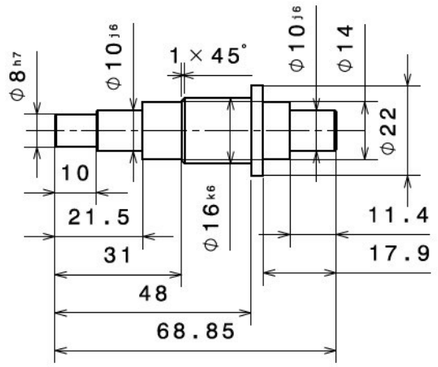
SchnittansichtM-M



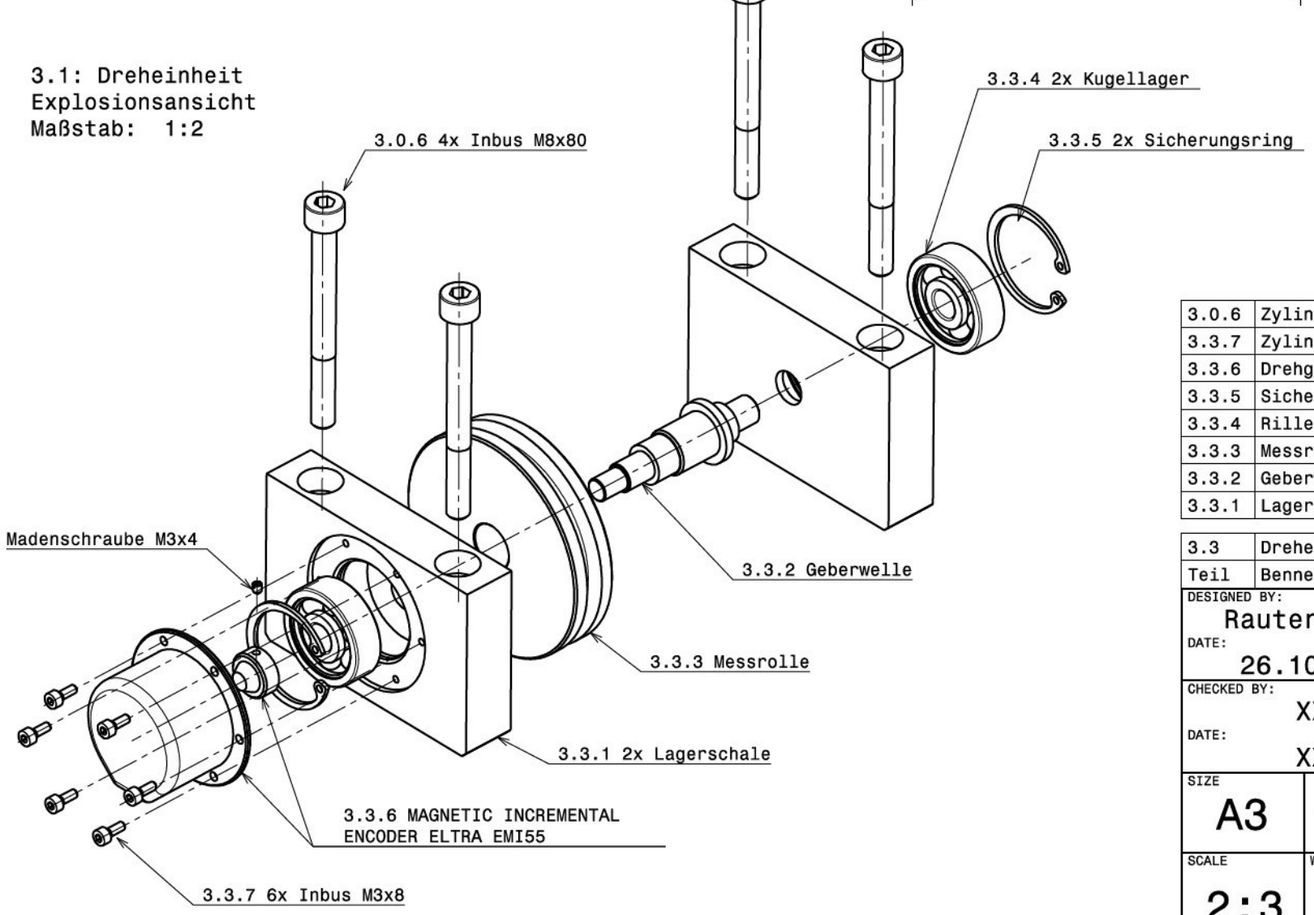
3.3.3: Messrolle
Maßstab: 2:3



3.3.2: Geberwelle
Maßstab: 2:3



3.1: Dreheinheit
Explosionsansicht
Maßstab: 1:2



3.0.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4			
3.3.7	Zylinderschraube ISO 4762 - M3x8 - 10.9	6			
3.3.6	Drehgeber ELtra EMI 55, mit Geber/Madenschraube	1			
3.3.5	Sicherrungsring DIN 472 - 35x1,5	2			
3.3.4	Rillenkugellager DIN 625 - 6300 - 2RS	2			
3.3.3	Messrolle	1	D80x17	S235JR	
3.3.2	Geberwelle	1	D22x70	S235JR	
3.3.1	Lagerschale	2	65x95x20	Alu EN-AW-6012	

3.3	Dreheinheit	1			
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

3.3 Mess/Umlenkeinrichtung

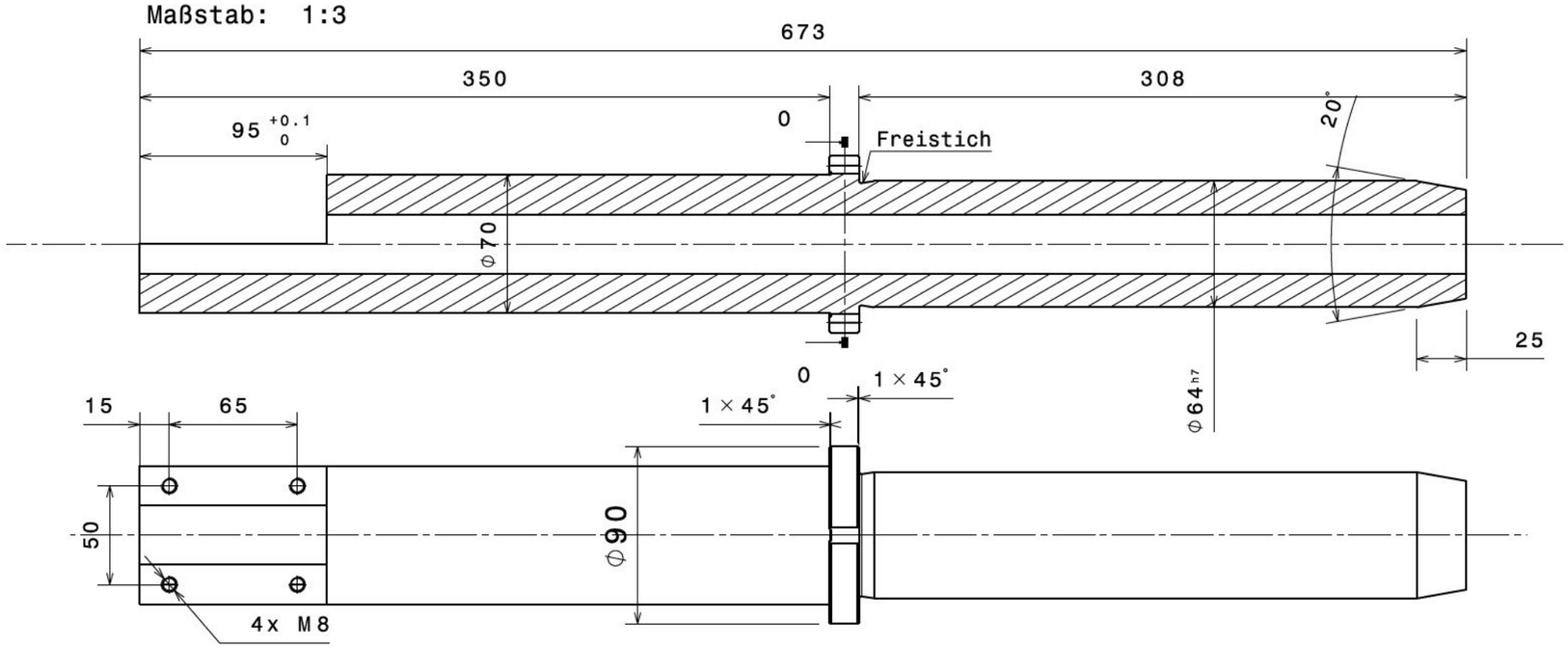
SIZE: A3
SCALE: 2:3
WEIGHT (kg):
DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 6/15

DASSAULT SYSTEMES

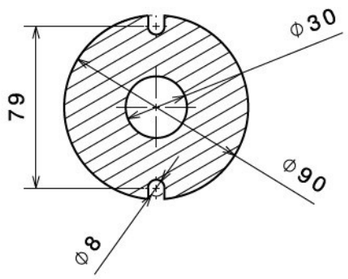
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

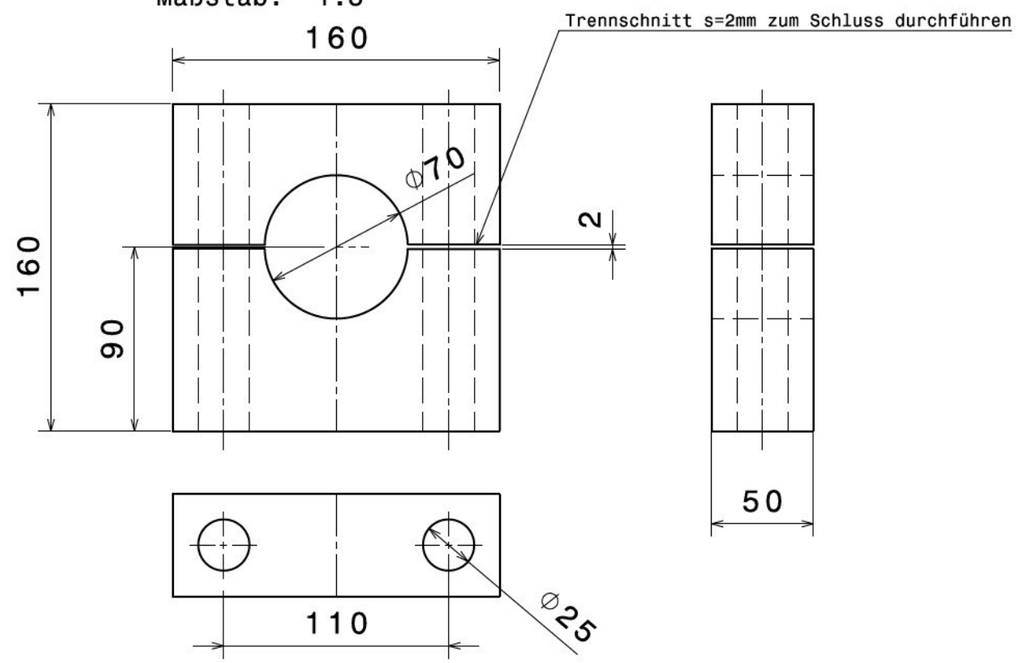
3.5 Mastfuß
Maßstab: 1:3



Schnittansicht0-0
Maßstab: 1:3



3.4: 2x Halteschelle
Maßstab: 1:3



3.5	Mastfuß	1	D90x673	S355	15,7
3.4	Halteschellen	2	160x160x50	Alu EN-AW-6012	5.8
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE: A3
SCALE: 1:3
WEIGHT (kg):
DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 7/15

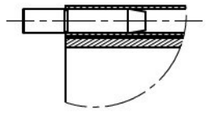
3.4 Halteschelle, 3.5 Mastfuß

DASSAULT SYSTEMES

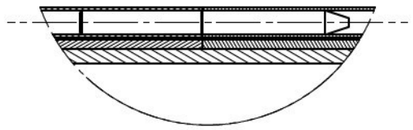
I	–
H	–
G	–
F	–
E	–
D	–
C	–
B	-
A	–

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

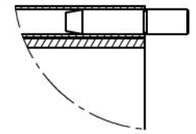
Detail D
Maßstab: 1:2



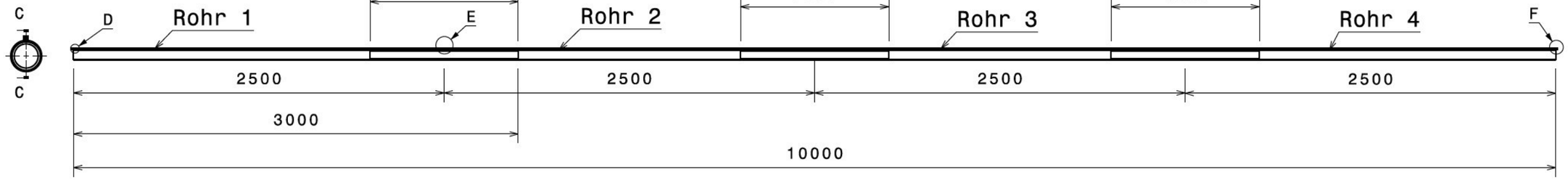
Detail E
Maßstab: 1:2



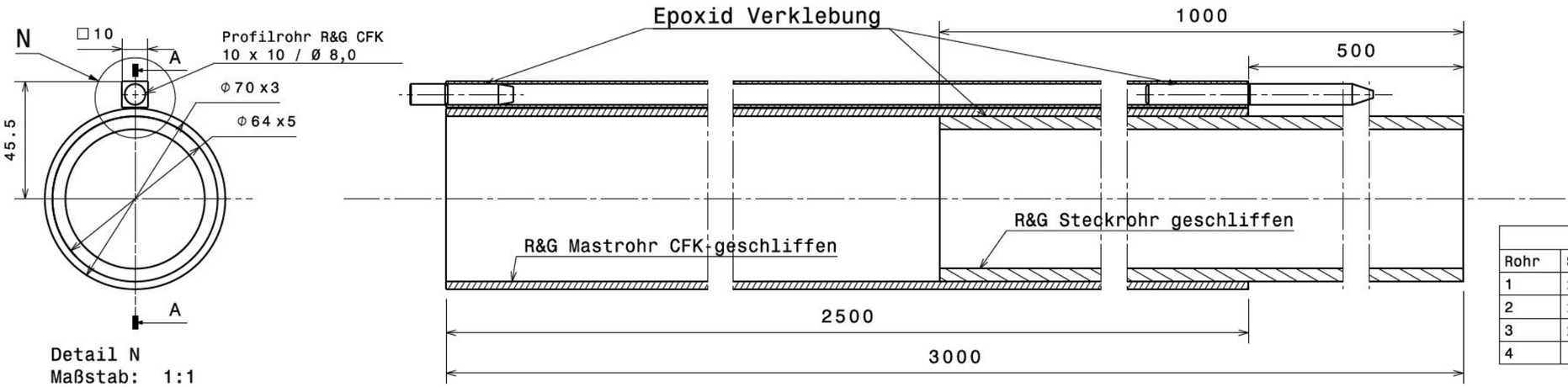
Detail F
Maßstab: 1:2



SchnittansichtC-C
Maßstab: 1:30

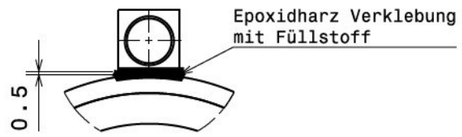


Mastprofil
Maßstab: 1:2



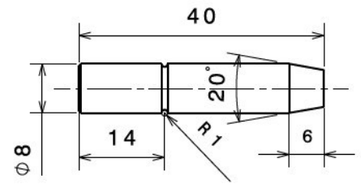
Rohr Verklebetabelle				
Rohr	Steckrohr	Profilrohr	Endbolzen	Verb.bolzen
1	x	x	x	x
2	x	x		x
3	x	x		x
4		x	x	

Detail N
Maßstab: 1:1

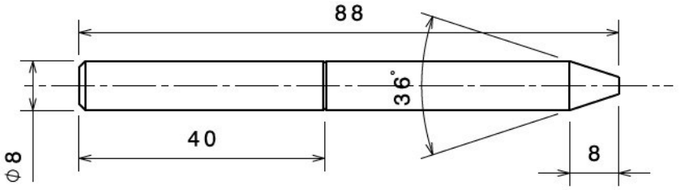


Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.6	Mast	1			15
3.6.5	Verbindungsbolzen	3	D8x88	S235	
3.6.4	Endbolzen	2	D8x40	S235	
3.6.3	Profilrohr R&G CFK Pultrudiert je 0,2 kg	4	10x10x2500	CFK	0,8
3.6.2	Steckrohr R&G CFK je 1,4 kg	3	D64x5x2000	CFK	4,2
3.6.1	Mastrohr R&G CFK UD je 2,5 kg	4	D70x3x2500	CFK	10

3.6.4: 2x Endbolzen
Maßstab: 1:1



3.6.5: 3x Verbindungsbolzen
Maßstab: 1:1



DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

3.6 Mast

SIZE A3

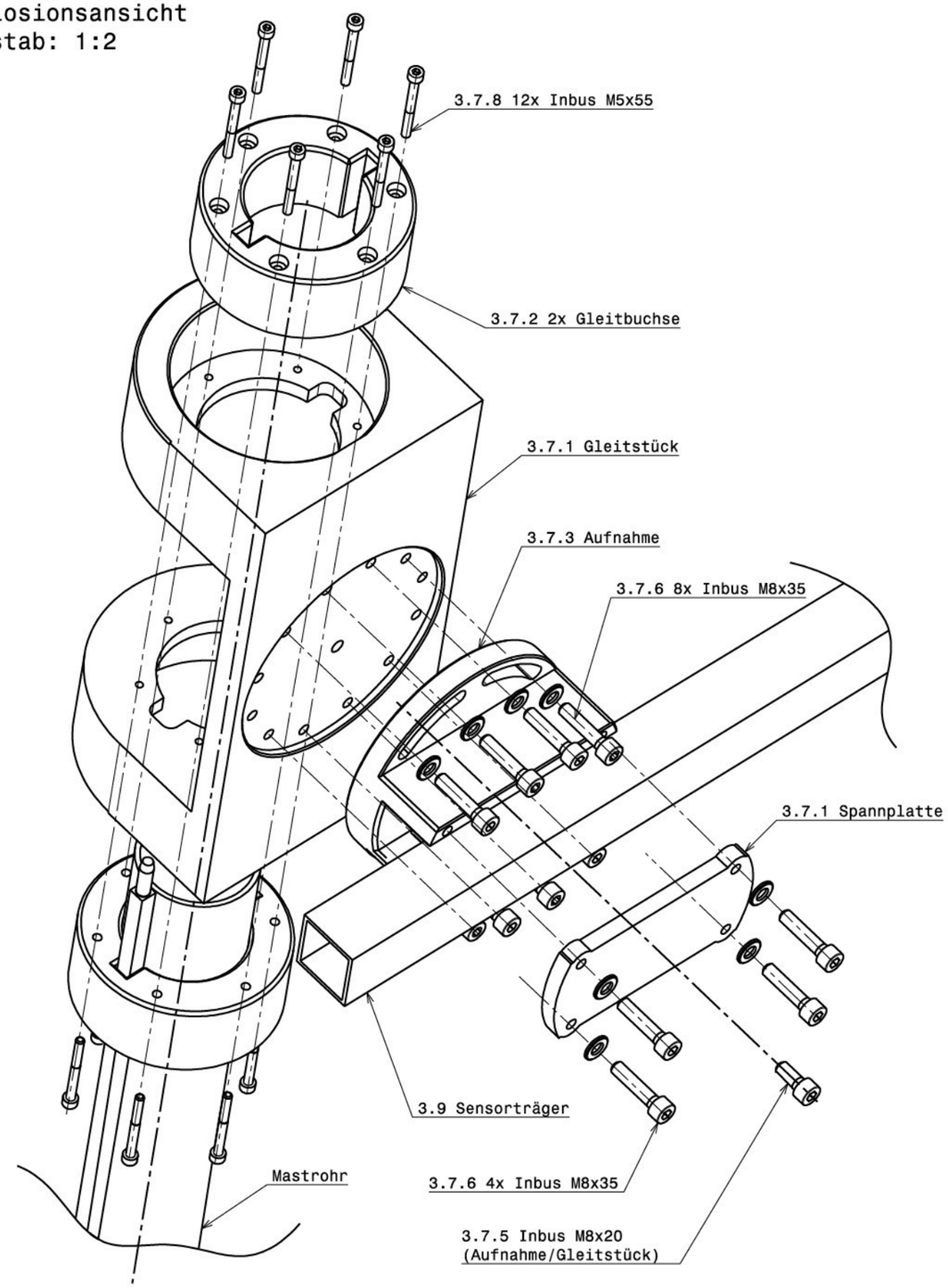
DASSAULT SYSTEMES

SCALE 1:2 | WEIGHT (kg) 15 | DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing | SHEET 8/15

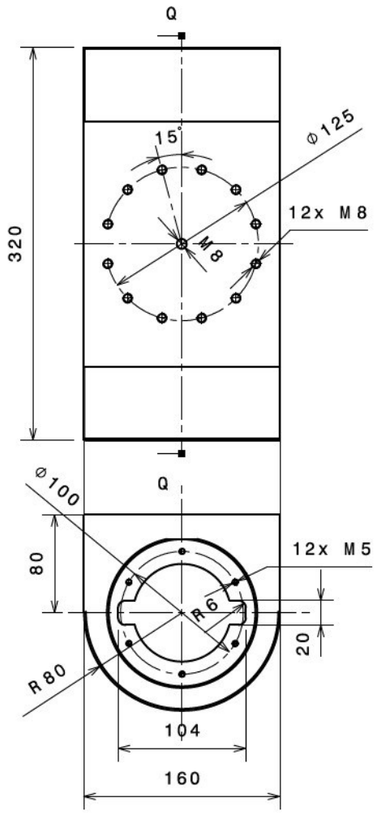
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	_
H	_
G	_
F	_
E	_
D	_
C	_
B	-
A	_

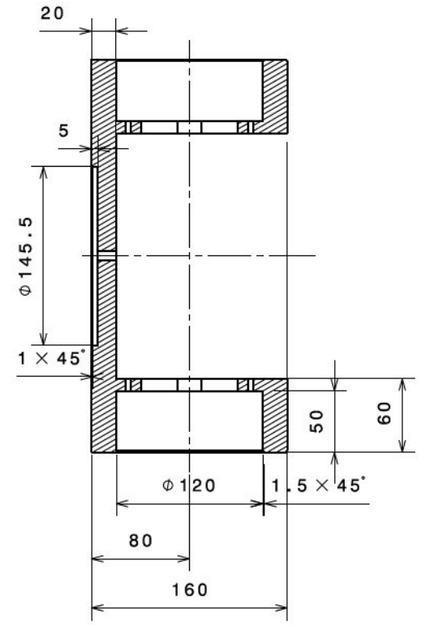
3.7 Fahrwagen
Explosionsansicht
Maßstab: 1:2



3.7.1: Gleitstück
Maßstab: 1:5



SchnittansichtQ-Q
Maßstab: 1:5



Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.7	Fahrwagen	1			4,5
3.7.1	Gleitstück	1	160x160x320	Alu EN-AW-6012	2,5
3.7.2	Gleitbuchse je 0,3 kg	2		PTFE	0,6
3.7.3	Aufnahme	1		Alu EN-AW-6012	1,2
3.7.4	Spannplatte	1		Alu EN-AW-6012	0,2
3.7.5	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x20 - 10.9	1			
3.7.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x35 - 10.9	12			
3.7.6	Scheibe Din 125 - A 10,5 - 140 HV	8			
3.7.8	Zylinderschraube ISO 4762 - M5x55 - 10.9	12			

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE: A3
SCALE: 1:5
WEIGHT (kg): 4,5

3.7 Fahrwagen

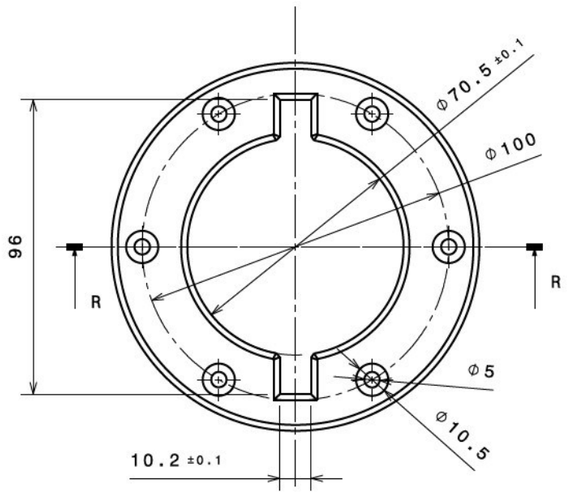
DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 9/15

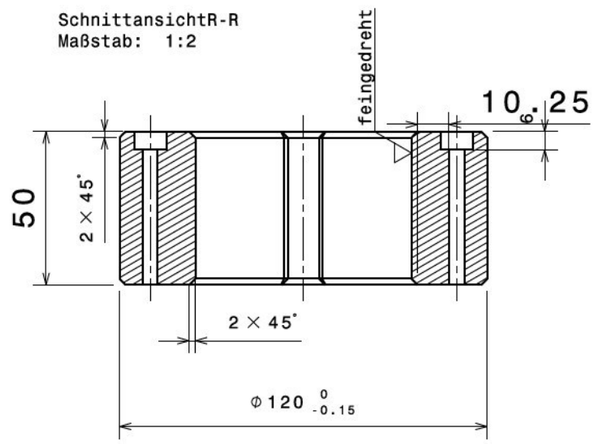
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

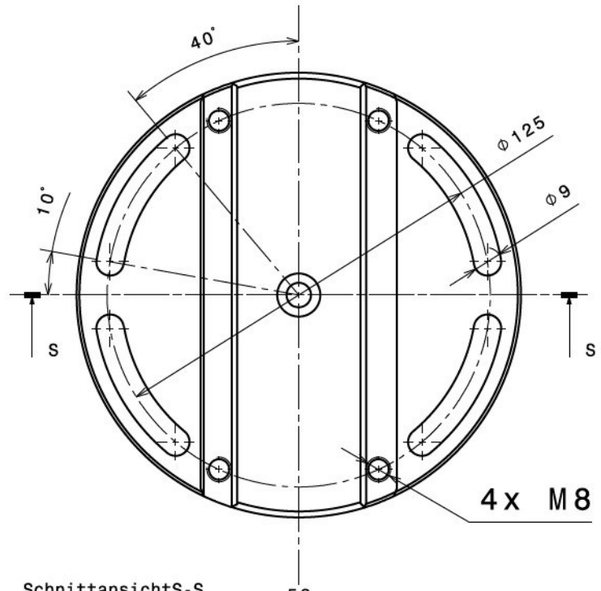
3.7.2: 2x Gleitbuchse
Maßstab: 1:2



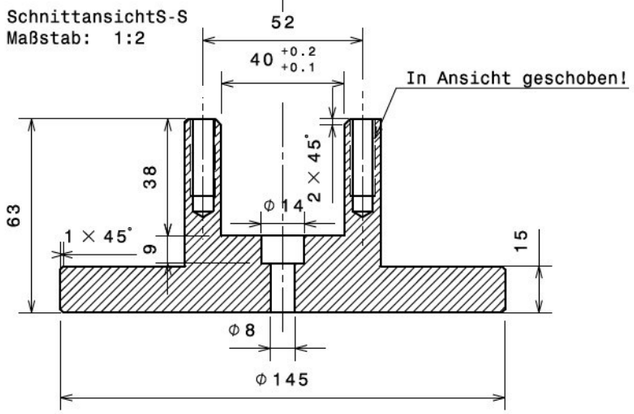
SchnittansichtR-R
Maßstab: 1:2



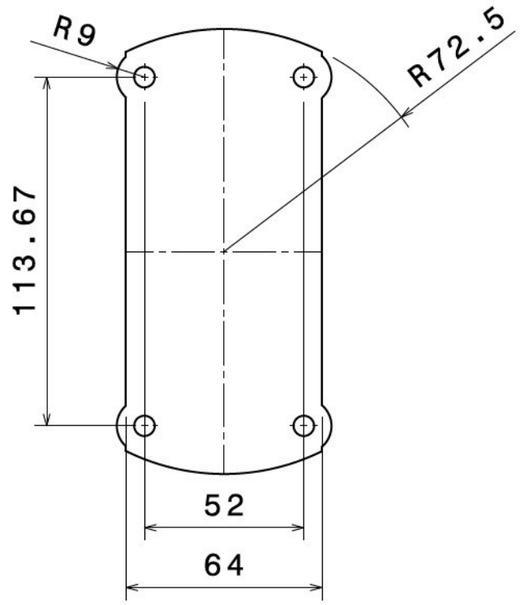
3.7.3: Aufnahme
Maßstab: 1:2



SchnittansichtS-S
Maßstab: 1:2



3.7.5: Spannplatte
Maßstab: 1:2



3.7.4	Spannplatte	1	60x145x8	Alu EN-AW-6012	0,2
3.7.3	Aufnahme	1	D145x63	Alu EN-AW-6012	1,2
3.7.2	Gleitbuchse je 0,3 kg	2	D120x50	PTFE	0,6

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE: A3
SCALE: 1:2
WEIGHT (kg):
DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 10/15

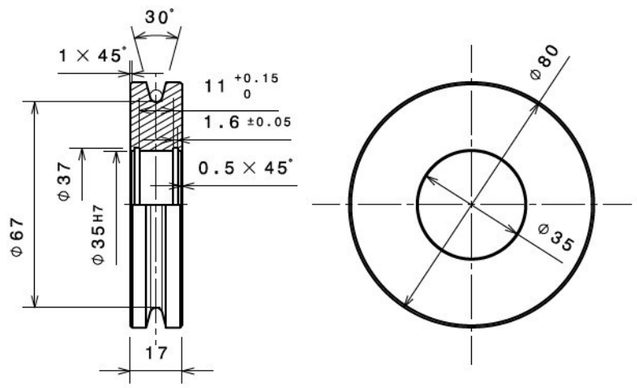
Gleitbuchse, Aufnahme und Spannplatte

DASSAULT SYSTEMES

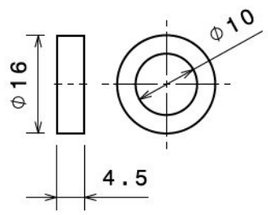
I	–
H	–
G	–
F	–
E	–
D	–
C	–
B	-
A	–

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

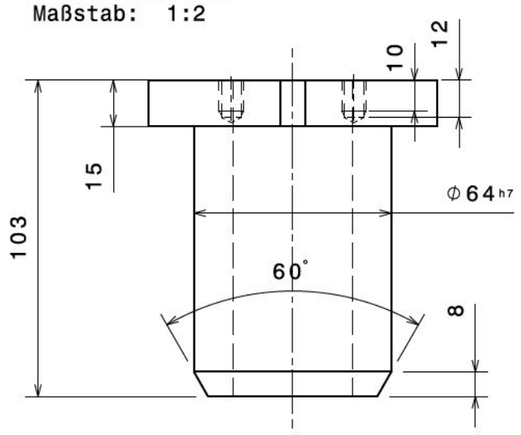
3.8.3: Umlenkrolle
Maßstab: 1:2

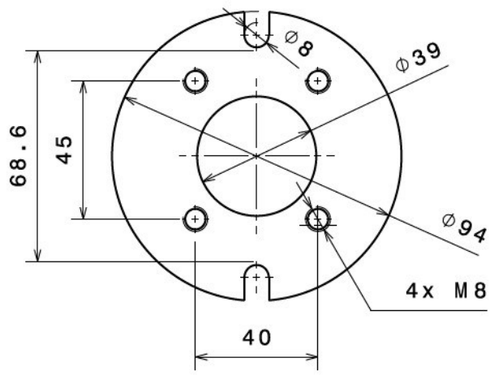


3.8.6: 2x Distanzscheibe
Maßstab: 1:1

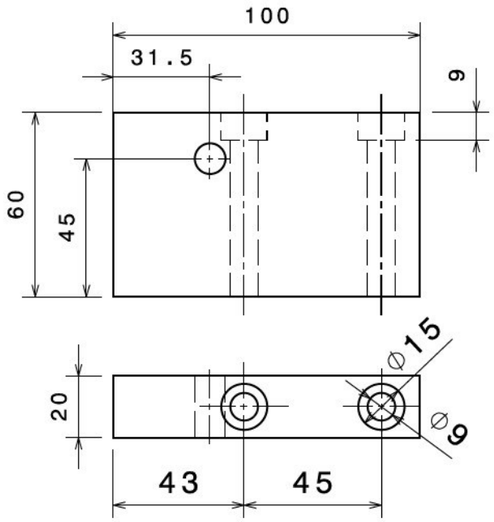


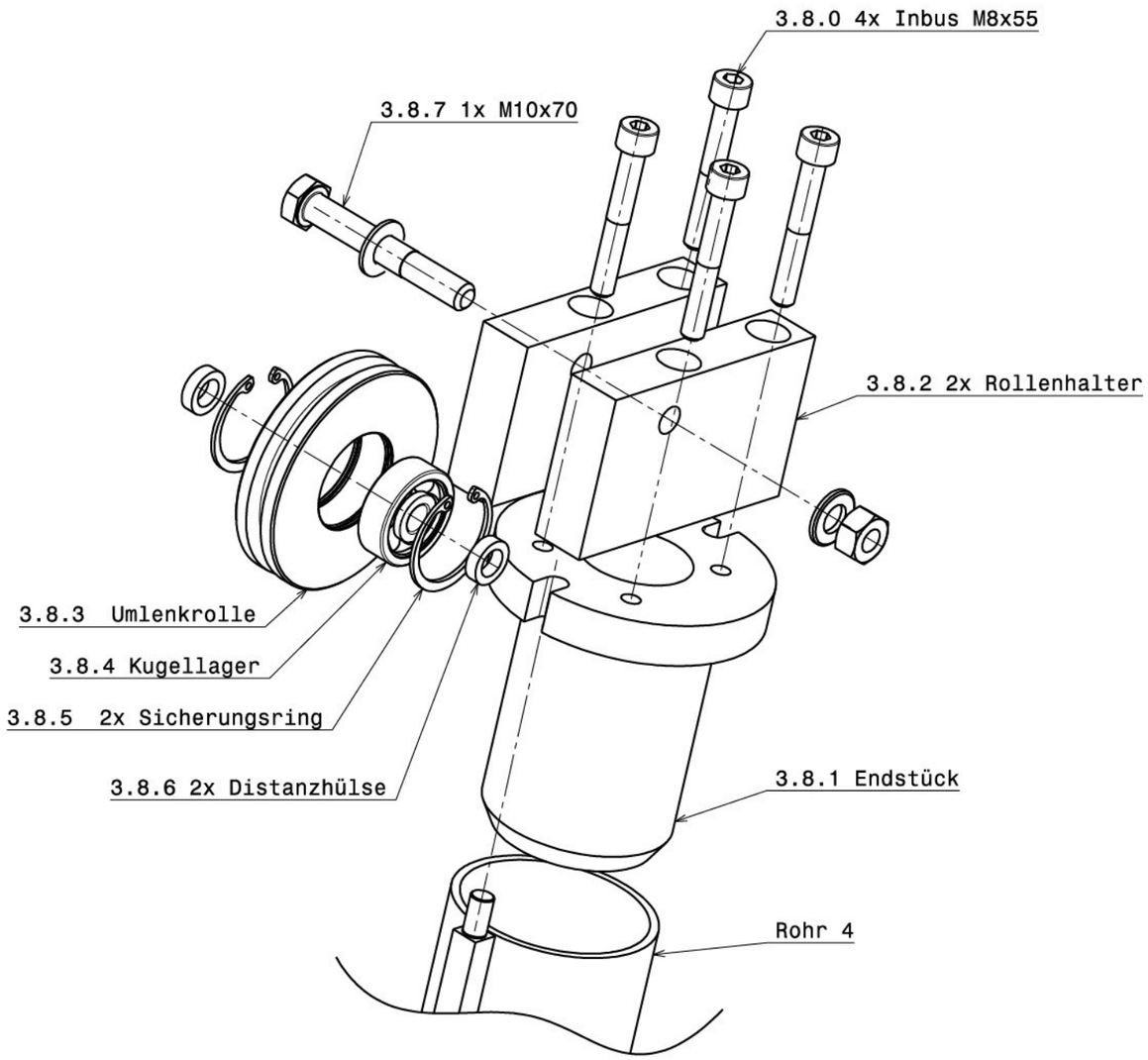
3.8.1: Endstück
Maßstab: 1:2





3.8.3: 2x Rollenhalter
Maßstab: 1:2





Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.8.0	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4			
3.8.9	Scheibe Din 125 - A 10,5 - 140 HV	2			
3.8.8	Sechskantmutter ISO 4032 - M10 - 10	1			
3.8.7	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x70 - 10.9	6			
3.8.6	Distanzhülse	2		S235JR	
3.8.5	Sicherrungsring DIN 472 - 35x1,5	2			
3.8.4	Rillenkugellager DIN 625 - 6300 - 2RS	1			
3.8.3	Umlenkrolle	1	D80x17	S235JR	0,4
3.8.2	Rollenhalter	1	D22x70	Alu EN-AW-6012	0,5
3.8.1	Endstück	2	65x95x20	Alu EN-AW-6012	0,7
3.8	Mastkopf	1			1,6

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

3.8 Mastkopf

SIZE A3

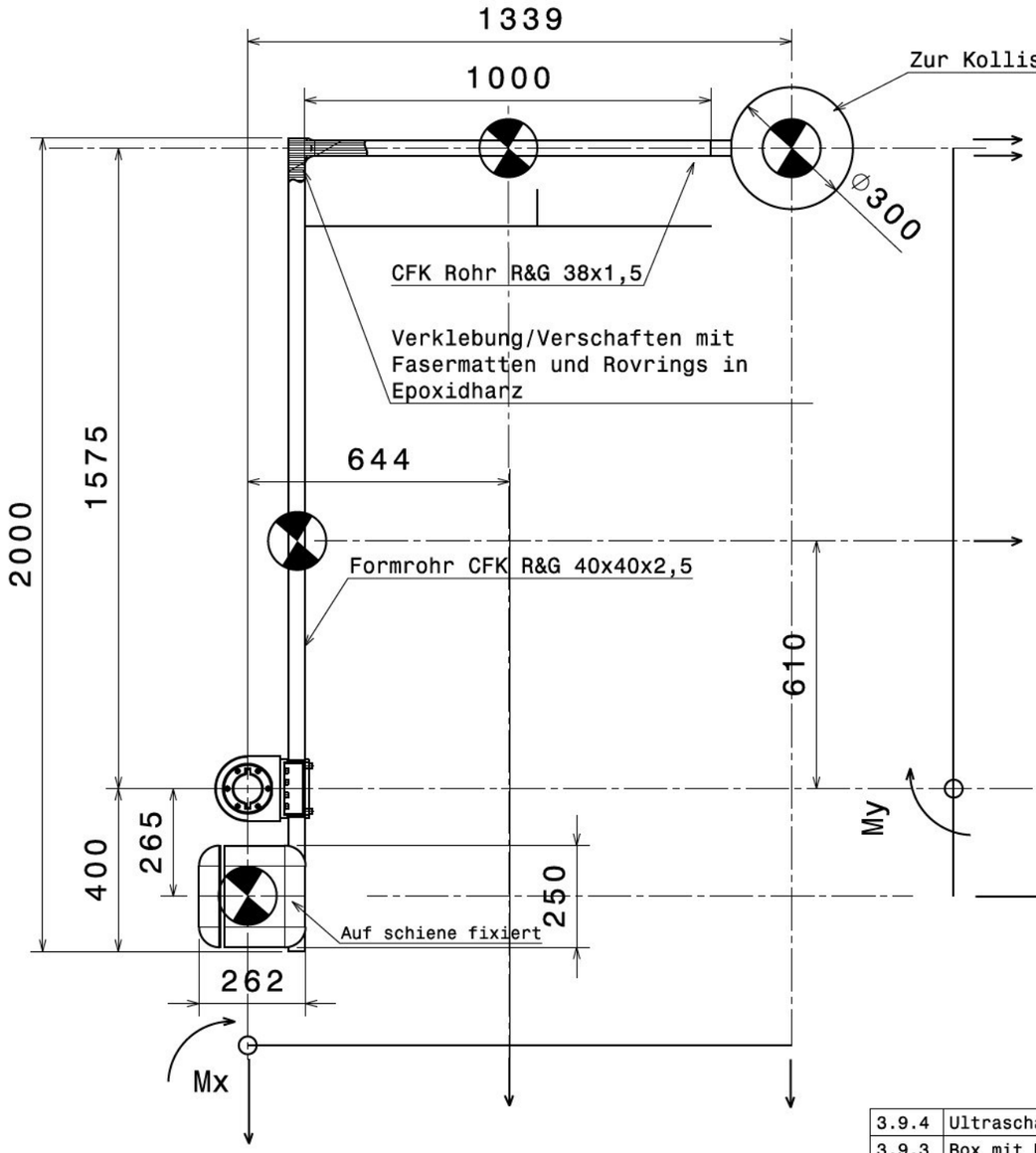
DASSAULT SYSTEMES

SCALE	WEIGHT (kg)	DRAWING NUMBER	SHEET
1:2	1,6	Zeichnungsableitungen.CATdrawing	11/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

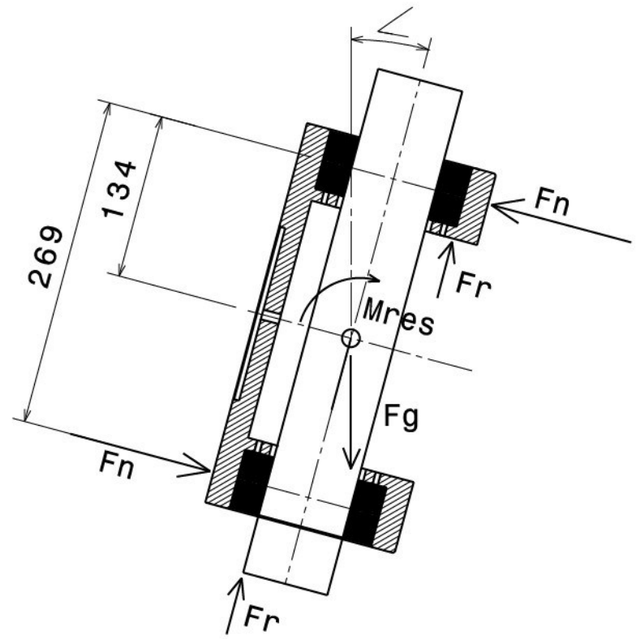
I	–
H	–
G	–
F	–
E	–
D	–
C	–
B	-
A	–

3.9.5 Sensorträger
Maßstab: 1:15

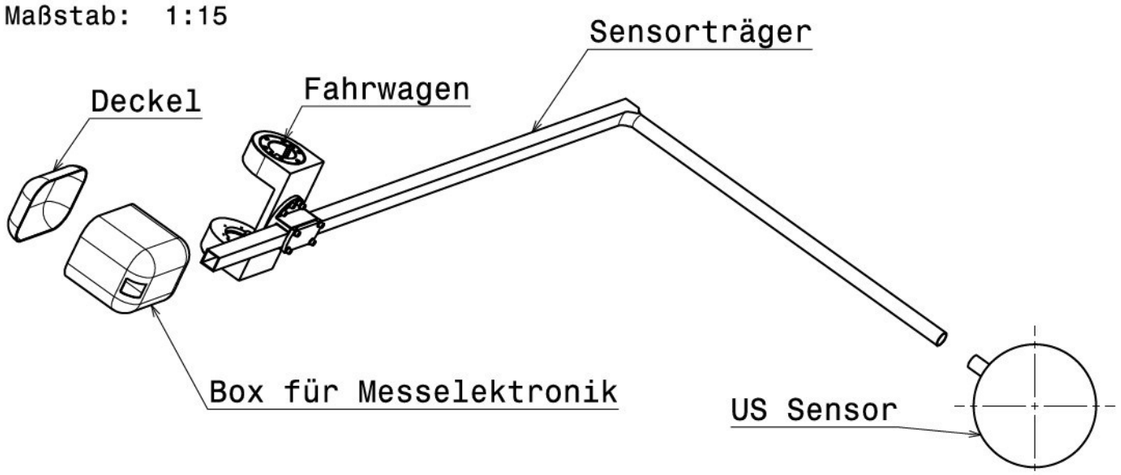


Mx=9.9 Nm
My=16.25 Nm
Mres=26.15 Nm Mt (alpha)...vernachläsigt

Mres in Ansicht gedreht!
Neigungswinkel Alpha



Isometrische Ansicht
Maßstab: 1:15



3.9.4	Ultraschall Anemometer (Sensor)	1			0,5
3.9.3	Box mit Deckel incl. Elektronik	1	250x262x250		3
3.9.2	CFK Rohr 38x2 R&G gewickelt	1	l=1000	CFK	0,5
3.9.1	CFK Formrohr 40/40x35 R&G gewickelt	1	l=2000	CFK	1,4

3.9	Sensorträger	1			4,9
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX

3.9 Sensorträger

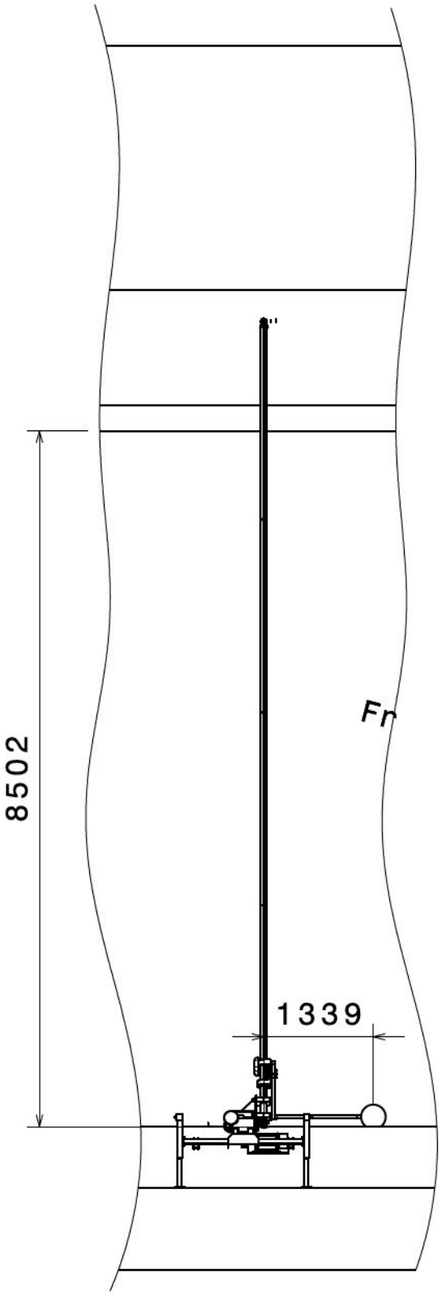
SIZE A3

DASSAULT SYSTEMES

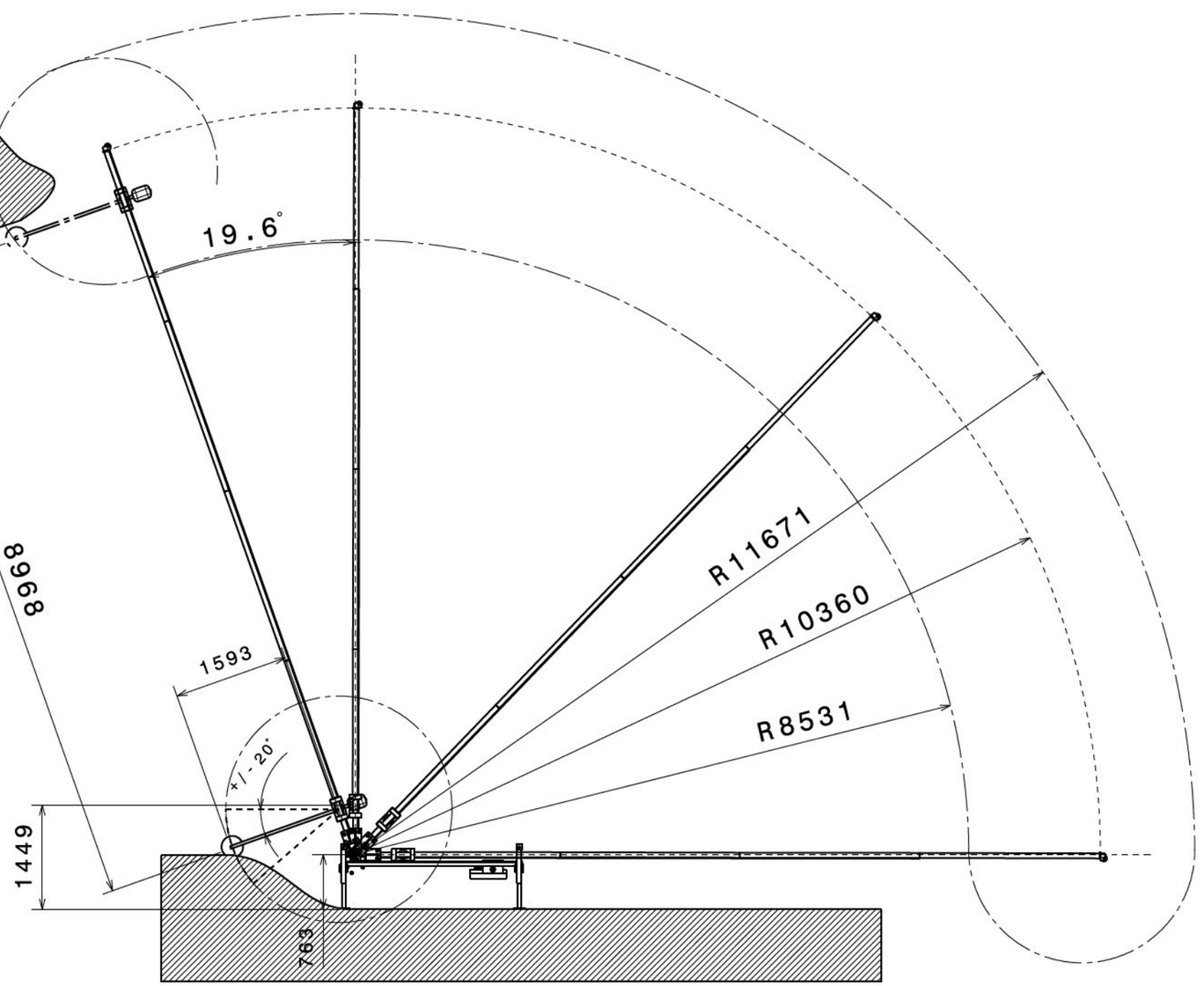
SCALE 1:15 | WEIGHT (kg) 4,9 | DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing | SHEET 12/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	_
H	_
G	_
F	_
E	_
D	_
C	_
B	-
A	_



Vorderansicht
Maßstab: 1:75



Seitenansicht
Maßstab: 1:75

DESIGNED BY: Rauter Marco DATE: 26.10.2014		Bewegungsanalyse	
CHECKED BY: XXX DATE: XXX			
SIZE A3		DASSAULT SYSTEMES	
SCALE 1:75	WEIGHT (kg)	DRAWING NUMBER Zeichnungsableitungen.CATdrawing	SHEET 13/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	_
H	_
G	_
F	_
E	_
D	_
C	_
B	-
A	_

Ebene 1:

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
1.0	Messanhänger	1	-	-	761,58

Preis	11660

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]	Preis
1.1	Anhänger Pongratz EPA 300/15 T-STK	1	-	-	450	1800
1.2	Winde Porty 125 mit Stahseil s=4mm	1	-	-	45	1250
1.3	Windenplatte	1	500x1000x5	S235	15,7	50
2.0	Aufbau	1			124,98	847
3.0	Schwenkeinheit	1			125,9	7719

Ebene 2:

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
2.0	Aufbau	1			124,98

Preis	847

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.0	Schwenkeinheit	1			125,9

Preis	7719

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]	Preis
2.0.1	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x45 - 10.9	16				
2.0.2	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x130 - 10.9	8				
2.0.3	Sechskantmutter ISO 4032 - M10 - 10	24				
2.0.4	Scheibe Din 125 - A 25 - 140 HV	48				
2.1	Rahmen	1	-	-	76,98	391
2.2	Stützfuß dreistufig Estobar Art.Nr.: 887590	4	je 12 kg		48	456
2.1.5	Rahmenverbinder	4				
3.0.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4				
3.0.5	Zylinderschraube ISO 4762 - M20x45 - 10.9	16				
3.0.4	Scheibe Din 125 - A 25 - 140 HV	16				
3.0.3	Sechskantmutter ISO 4032 - M24 - 10	8				
3.0.2	Sechskantschraube ISO 4017 - M24x220 - 10.9	4				
3.0.1	Sechskantschraube ISO 4017 - M24x160 - 10.9	4				
3.1	Drehantrieb HKS-MDA-H-125-180	1			55	1200
3.2	Bügel	1			23,4	118
3.3	Umlenk/Messeinrichtung	1				335
3.4	Halteschellen	2	160x160x50	Alu EN-AW-6012	5,8	
3.5	Mastfuß	1	D90x673	S355	15,7	100
3.6	Mast	1			15	1560
3.7	Fahrwagen	1			4,5	310
3.8	Mastkopf	1			1,6	118
3.9	Sensorträger	1			4,9	3378

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE: A3
SCALE
WEIGHT (kg)

Stückliste 1/2

DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 14/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

Ebene 3:

Stahlpreis ~ 5Euro/kg
Al preis ~ 15Euro/kg

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
2.1	Rahmen	1			76,98
	Preis 391				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.2	Bügel	1			23,4
	Preis 118				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.3	Umlenk/Messeinrichtung	1			
	Preis 335				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.6	Mast	1			15
	Preis 1560				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.7	Fahrwagen	1			4,5
	Preis 310				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.8	Mastkopf	1			1,6
	Preis 118				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]
3.9	Sensorträger	1			4,9
	Preis 3378				

Teil	Bennenung	Stück	Rohmaße/Info	Material	Gewicht [kg]	Preis
2.1.1	Längsträger DIN 59410 - S355 - 60x60x5	2	l=2500,21.25 kg	S355	42,5	215
2.1.2	Querträger DIN 59410 - S355 - 60x60x5	2	l=1450,12.32 kg	S355	24,65	125
2.1.3	Knotenblech	2	125x370x8	S355	5,77	30
2.1.4	Stützfußverbinder	4	110x110x8	S355	2,94	15
2.1.5	Rahmenverbinder	4	60x75x8	S355	1,12	6
3.2.1	Seitenteil links	1	170x435x15	S235	8,7	43
3.2.2	Seitenteil rechts	1	170x235x15	S235	4,7	25
3.2.3	Verbinder	1	170x300x15	S235	6	30
3.2.4	Versteifung	1	185x185x15	S235	4	20
3.3.1	Lagerschale	2	65x95x20	Alu EN-AW-6012	0,64	10
3.3.2	Geberwelle	1	D22x70	S235JR		125
3.3.3	Messrolle	1	D80x17	S235JR	0,5	50
3.3.4	Rillenkugellager DIN 625 - 6300 - 2RS	2				x
3.3.5	Sicherrungsring DIN 472 - 35x1,5	2				x
3.3.6	Drehgeber ELtra EMI 55, mit Geber/Madenschraube	1				150
3.3.7	Zylinderschraube ISO 4762 - M3x8 - 10.9	6				
3.0.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4				
3.6.1	Mastrohr R&G CFK UD je 2,5 kg	4	D70x3x2500	CFK	10	1040
3.6.2	Steckrohr R&G CFK je 1,4 kg	3	D64x5x2000	CFK	4,2	420
3.6.3	Profilrohr R&G CFK Pultrudiert je 0,2 kg	4	10x10x2500	CFK	0,8	100
3.6.4	Endbolzen	2	D8x40	S235		x
3.6.5	Verbindungsbolzen	3	D8x88	S235		x
3.7.1	Gleitstück	1	160x160x320	Alu EN-AW-6012	2,5	250
3.7.2	Gleitbuchse je 0,3 kg	2	D120x50	PTFE	0,6	15
3.7.3	Aufnahme	1	D145x63	Alu EN-AW-6012	1,2	40
3.7.4	Spannplatte	1	60x145x8	Alu EN-AW-6012	0,2	5
3.7.5	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x20 - 10.9	1				
3.7.6	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x35 - 10.9	12				
3.7.6	Scheibe Din 125 - A 10,5 - 140 HV	8				
3.7.8	Zylinderschraube ISO 4762 - M5x55 - 10.9	12				
3.8.1	Endstück	2	65x95x20	Alu EN-AW-6012	0,7	25
3.8.2	Rollenhalter	1	D22x70	Alu EN-AW-6012	0,5	20
3.8.3	Umlenkrolle	1	D80x17	S235JR	0,4	50
3.8.4	Rillenkugellager DIN 625 - 6300 - 2RS	1				x
3.8.5	Sicherrungsring DIN 472 - 35x1,5	2				x
3.8.6	Distanzhülse	2		S235JR		x
3.8.7	Sechskantschraube ISO 4017 - M10x70 - 10.9	6				
3.8.8	Sechskantmutter ISO 4032 - M10 - 10	1				
3.8.9	Scheibe Din 125 - A 10,5 - 140 HV	2				
3.8.0	Zylinderschraube ISO 4762 - M8x80 - 10.9	4				
3.9.1	CFK Formrohr 40/40x35 R&G gewickelt	1	l=2000	CFK	1,4	180
3.9.2	CFK Rohr 38x2 R&G gewickelt	1	l=1000	CFK	0,5	98
3.9.3	Box mit Deckel incl. Elektronik	1	250x262x250		3	500
3.9.4	Ultraschall Anemometer (Sensor)	1			0,5	2600

DESIGNED BY: Rauter Marco
DATE: 26.10.2014
CHECKED BY: XXX
DATE: XXX
SIZE: A3
SCALE:
WEIGHT (kg):

Stückliste 2/2

DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER: Zeichnungsableitungen.CATdrawing
SHEET: 15/15

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-