



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Schlussbericht 12. Juni 2014

Prüfstand zur Optimierung von Antriebs- und Transportriemen



INSTITUT FÜR WERKSTOFFTECHNIK
UND KUNSTSTOFFVERARBEITUNG



Ammeraal Beltech

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Energieforschung für Industrielle Prozesse
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

Ammeraal Beltech AG
Buechstrasse 37
CH-8645 Rapperswil-Jona
www.ammeraalbeltech.com
Hochschule für Technik Rapperswil
Institut für Werkstofftechnik und Kunststoffverarbeitung IWK
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
www.iwk.hsr.ch

Autoren:

Prof. Dr. Markus Henne, IWK, markus.henne@hsr.ch
Dr. Gion A. Barandun, IWK, gionandrea.barandun@hsr.ch
BSc. FHO Yves Müller, yves.mueller@hsr.ch
BSc. FHO Simon Aldebert, simon.aldebert@hsr.ch

BFE-Bereichsleiter: Martin Pulfer

BFE-Programmleiter: Martin Pulfer

BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/500782-01 / 500782

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung.....	6
2	Ausgangslage und Projektziele	8
2.1	Firmenbeschrieb.....	8
2.2	Energetische Betrachtung.....	8
3	Modellierung der Verlustleistung	10
3.1	Einleitung.....	10
3.1.1	Zeichen und Einheiten.....	11
3.1.2	Begriffe und Zusammenhänge am offenen Riementrieb.....	11
3.1.3	Stand der Technik	14
3.2	Vorbereitung des Berechnungsgangs.....	15
3.2.1	Verlustarten bei Riementrieben	15
3.2.2	Eingabeparameter.....	16
3.2.3	Dynamisch-mechanische Analyse (DMA).....	17
3.3	Modellierung der Energieverluste	20
3.3.1	Ansätze für die Berechnung	20
3.3.2	Verifikation des Berechnungsansatzes für Wechselbiegung.....	24
3.4	Aufbau des Simulationsmodells	26
3.5	Simulationsresultate	28
3.5.1	Dehnung über Pulley.....	28
3.5.2	Dehnungsverlauf im Betrieb	29
3.5.3	Spannungen über Pulley	31
3.6	Vergleich der Energieverlustanteile.....	32
3.7	Optimierung und Empfehlungen	33
3.8	Vorschläge für das weitere Vorgehen	35
4	Aufbau des Prüfstandes	36
4.1	Einleitung.....	36

4.2	Konzept	36
4.2.1	Bestehende Anlagen	36
4.2.2	Neu konzipierte Anlage	37
4.3	Konstruktion	40
4.3.1	Plattenlayout	40
4.3.2	Pulleykonfiguration	41
4.4	Auswahl der Komponenten	42
4.4.1	Elektronische Hardware	42
4.4.2	Mechanische Komponenten	44
4.5	Lagerauslegung	45
4.5.1	Konstruktion der Lagerung	45
4.5.2	Berechnung Lagerlebensdauer	46
4.5.3	Versuchsaufbau effektive Lagererwärmung	49
4.6	Aufbau & Inbetriebnahme	52
4.6.1	Lagerabdichtung	52
4.6.2	Klimatisierung	53
4.6.3	Druckluftkühlung	54
5	Experimentelle Untersuchungen am Prüfstand	55
6	Betriebs- und Montageanleitung	58
6.1	Aufbau der Benutzeroberfläche	58
6.2	Betriebsmanual	60
6.2.1	Inbetriebnahme	60
6.2.2	Einschalten der Anlage	61
6.2.3	Montage/Demontage von Riemen und Pulleys	63
6.2.4	Einrichten der Anlage	67
6.2.5	Empfehlungen für die Überwachung	76
6.2.6	Ausschalten der Anlage	77

6.3	Wartung.....	78
6.3.1	Pulleys	78
6.3.2	Linearführungen	78
6.3.3	Sonstiges	79
6.4	Flussdiagramm zur Programmbedienung	80
7	Programmarchitektur.....	81
7.1	Software	81
7.1.1	TIM Connect Software.....	81
7.1.2	IndraWorks.....	81
7.1.3	IndraDrive_NI_Treiber.....	81
7.2	Prozesse Labview.....	82
7.2.1	Übersicht.....	82
7.2.2	Antriebskontrolle	83
7.2.3	Vorschubkontrolle	84
7.2.4	Kontrolle Klimagerät 1 und 2	85
7.2.5	Hauptsteuerung.....	86
7.2.6	Messdaten aufzeichnen	87
7.2.7	Datenerfassung, Regelung Kraft, Regelung	88
7.2.8	Überwachung	89
7.2.9	Kontrolle IR-Kamera.....	90
8	Quellenangaben.....	91

1 Zusammenfassung

Einleitung

Ammeraal Beltech Schweiz ist ein Produzent von Hochleistungsflachriemen für jegliche Industriegebiete. Eine generelle Aussage über deren Antriebs- und Verlustleistung, also den Wirkungsgrad eines Riemens, lässt sich bisher nicht machen. Dennoch bedarf es in der heutigen Zeit nicht nur der Überlegung, neue Energiequellen zu fördern, vielmehr sollte der Fokus auch auf die Vermeidung und Reduktion des Energieverbrauchs gesetzt werden. Durch die vorliegenden Untersuchungen strebt Ammeraal Beltech den Einsatz von effizienteren Materialien und optimierten Riemenaufbauten an. Ein erhebliches Energiesparpotential liegt in den Materialschichten. Diese müssen tiefgründig untersucht werden, um die Zielsetzung, den Energieaufwand um 15 % zu senken, zu erreichen.

Für diesen Zweck wurden innerhalb dieses Projektes zwei Pfade beschritten:

- Simulation (analytische/empirische) Modellierung von Flachriemen mit Software-Tools
- Aufbau eines Prüfstandes für Test und Verifizierung von Flachriemen bzw. Modellabschätzungen

Konzept des Prüfstandes

In diesem Projekt wurde der Aufbau eines Riemenprüfstandes für Test und Optimierung von Antriebs- und Transportriemen verfolgt. Mit Hilfe der Resultate können Riemen gezielt auf Langlebigkeit und minimalen Energieverbrauch optimiert werden. Um dieses Ziel umzusetzen, wurde auf einer Grundstruktur ein Layout mit 12 Pulleys aufgebaut, die als Umlenkpunkte dienen. Ein grösserer Pulley steht als Antrieb zur Verfügung. Eine doppelseitige Lagerung mit integrierter Druckluftkühlung erfüllt die hohen mechanischen Erwartungen an die Umlenkpunkte. Die Pulleys sind in unterschiedlicher Grössenausführung ($\varnothing 25\text{mm}$, $\varnothing 30\text{mm}$, $\varnothing 40\text{mm}$ und $\varnothing 60\text{mm}$) vorhanden. Das ganze System befindet sich in einer Klimakammer und ist mit umfangreicher Sensorik ausgestattet. Mit einer eigens entwickelten Software können Riemengeschwindigkeit, Auflagedehnung bzw. Vorspannung und Umgebungstemperatur gezielt eingestellt und relevante Parameter (Relaxation/Kriechen, Leistungsverluste, lokale und globale Temperaturen) erfasst und ausgewertet werden.

Modellierung der Verlustleistung / Experimentelle Untersuchungen

Neben dem Aufbau des Prüfstandes beinhaltet das Projekt auch die theoretische Modellierung der Energieverluste in einem Riemetrieb. Das auf Excel basierende Berechnungsprogramm kann nach Eingabe der geometrischen und materialspezifischen Parametern eine Vorhersage zur Verlustleistung im Riemen machen. Die gesamte Verlustleistung setzt sich dabei aus Lager-, Gleitschlupf-, und Wechselbiegungsverluste zusammen. Ausserdem ist es möglich, den Verlustanteil für eine einzelne Schicht zu betrachten, und so einen optimierten Schichtaufbau zu entwickeln.

Die Vergleichsmessungen am Prüfstand zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität. Die grössten Abweichungen entstehen durch die ungenaue Vorhersage der Lagerreibung. Das Berechnungsprogramm sollte vorerst also nicht als exakte Vorhersage der Leistungsverluste angesehen werden, sondern einen qualitativen Vergleich verschiedener Riemenstrukturen und -materialien ermöglichen. Durch weitere Testmessungen und Versuche sollte es aber möglich sein, den Einfluss der Lagerreibung zu ermitteln um in Zukunft auch quantitativ gute Resultate aus dem Berechnungsprogramm zu erhalten.

Ausblick

Zunächst sollte eine Datenbank mit den dynamisch-mechanischen Kennwerten (DMA-Analyse) der verschiedenen Riemenmaterialien erstellt werden. Diese können anschliessend ins Excel-

Berechnungsprogramm eingelesen, und mit Messungen am realen Prüfstand verglichen werden. Bewegen sich die Abweichungen zwischen Messung und Berechnungsprogramm immer in demselben Bereich, kann ein Korrekturfaktor c_L für die Lagerreibung eingefügt werden.

Falls diese Methode nicht die gewünschten Ergebnisse bringt, wird als nächster Schritt das Ausmessen der Lager empfohlen, um eine Kennlinie der Reibungsverluste in Abhängigkeit der Achslast, der Temperatur oder der Drehzahl zu erstellen. Hierfür wäre ein weiterer Testaufbau nötig, welcher andere Energieverlustanteile ausblendet und nur jene Verluste misst, welche tatsächlich von der Lagerung verursacht werden.

2 Ausgangslage und Projektziele

2.1 Firmenbeschreibung

Ammeraal Beltech Schweiz ist Produzent von Hochleistungsflachriemen für jegliche Industrien (Abbildung 1). Die Erfahrung im Beschichten und Laminieren von Materialien wird auch verwendet um Airbags für die Automobilindustrie, sowie andere Produkte wie Ballongewebe oder Skifelle herzustellen.



Abbildung 1: Beispiel eines Antriebsriemens auf einer Förderanlage.

Ammeraal Beltech stellt über 150 verschiedenen Hochleistungsflachriementypen her. Neben dem Produktionswissen ist auch eine hohe Erfahrung in verschiedenen Industrien notwendig, um die richtige Flachriemenauswahl für einzelne Anwendungen zu treffen. Weiter gehört die Fabrikation, also die Endverarbeitung von Flachriemen dazu. Die dazu notwendigen Werkzeuge werden ebenfalls bei Ammeraal Beltech entwickelt. Ammeraal Beltech produziert jährlich 140'000m² an Flachriemenmaterial.

2.2 Energetische Betrachtung

Eine generelle Aussage über Antriebs- und Verlustleistung, also den Wirkungsgrad lässt sich nicht machen. Zu gross sind die Unterschiede in Flachriemendesign, Anwendung und Antriebskonfiguration. Nachfolgend einige Beispiele von Produkten in Anwendungen mit hohem Energieverbrauch.

Für Siemens hat Ammeraal Beltech bereits einen energieeffizienten Brieftransportriemen entwickelt. Der „GG E2 FFQ“ benötigt 12% weniger Energie als jeder vergleichbare Mitbewerber im Betrieb. Die Transportriemen befinden sich alle auf der Oberseite des Tisches. Sie werden über durchgehende Wellen mittels Antriebsriemen auf der Unterseite des Tisches angetrieben. Hier liesse sich nochmals ein grosses Potential für Energieeinsparung an den Antriebsriemen erschliessen.

Der Energieaufwand für eine Faltschachtelmaschine wird zu 90% für den Antrieb der Riemen und Rollen verwendet, der Rest für Steuerung und Displays. Eine neue Riemengeneration an Faltschachtelriemen wurde für die Firma Bobst entwickelt. Unter Praxisbedingungen gemessen, haben die Produkte von Ammeraal Beltech 14% weniger Energieverbrauch als jene der Mitbewerber.

Die Textilindustrie bietet eines der grössten Potentiale für Energieeinsparung. Ein einzelner Flachriemen treibt Hunderte von Spindeln an. Spindeldrehzahlen von über 100`000U/min verlangen Riemengeschwindigkeiten von 90m/s.

In unserer energieaffinen Gesellschaft bedarf es nicht nur der Überlegung, neue Energiequellen zu fördern, vielmehr sollte der Fokus auf die Vermeidung und Reduktion des Energieverbrauchs gesetzt werden. Durch die Untersuchung strebt Ammeraal Beltech den Einsatz von effizienteren Materialien und optimierten Riemenaufbauten an. Ein erhebliches Energiesparpotential liegt in den Materialschichten. Diese müssen tiefgründig untersucht zu werden, um die Zielsetzung, den Energieaufwand um 15 % zu senken, zu erreichen.

3 Modellierung der Verlustleistung

3.1 Einleitung

Bei den untersuchten Riemen handelt es sich um Mehrschichtverbundriemen. Diese sind häufig aus einer faserverstärkten Zugschicht und einer anwendungsspezifischen Deckschicht (mit den gewünschten Hafteigenschaften) zusammengesetzt (Abbildung 2).

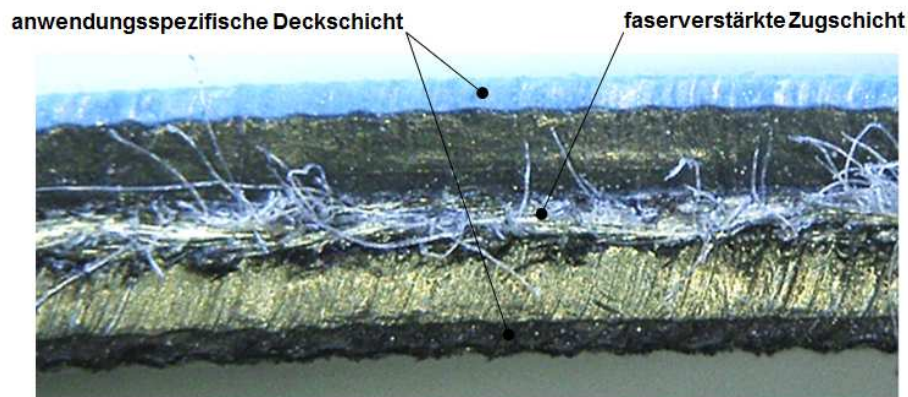


Abbildung 2: Aufbau eines Mehrschichtverbundriemens

Ziel der Untersuchungen ist es, den Energieaufwand im Vergleich zu heute gängigen Mehrschichtverbundriemen um 15% zu senken.

Dieses Kapitel umfasst folgende Themen:

- Begriffserklärung und Stand der Technik
- Gliederung der Energieverlustarten in Riementrieben (Theorie)
- Vorgehen bei der Modellierung und Berechnung der einzelnen Verlustarten
- Simulationsergebnisse und Parameterstudie
- Empfehlungen und Ausblick

Als zentrales Hilfsmittel befindet sich auf der Daten-CD ein auf Excel basierendes Berechnungsprogramm, welches nach Eingabe der benötigten Parameter die einzelnen Energieverlustanteile berechnet. Die Ansätze zur Berechnung der Energieverlustanteile wurden mithilfe einer breiten Literaturrecherche aufgestellt und durch geeignete Simulationen sorgfältig auf Ihre Richtigkeit überprüft.

3.1.1 Zeichen und Einheiten

b	mm	Riemenbreite	F'_1, F'_2	N	Kräfte an der Scheibe = Trumkräfte ohne Fliehkraftanteil ($F' = F - F_f$)
d	mm	Scheibendurchmesser (bei Flachriemen)	F_A, F_f	N	Anpreßkraft, Zugkraft aus Fliehkraft
d_w	mm	wirksamer Durchmesser (Wirkdurchmesser) s. (27/1)	F_n, F_t	N	Normal-, (Nenn-)Umfangskraft
e	mm	Achsabstand = Wellenmittenabstand	F_{tN}^*	N	zulässige Nennumfangskraft je mm Riemenbreite
e	—	Basis des nat. Log.: 2,718	F_v	N	Vorspannkraft im Riemen
f_b	s ⁻¹	Biegefrequenz	F_w, F_{w0}	N	radiale Wellenkraft, — im Stillstand
h	mm	Wölbhöhe, Riemenhöhe bei Keilriemen	L_w, L_{w0}	mm	Wirklänge des Riemens, — ungespannt
i	—	Übersetzung = n_1/n_2	P	kW	(Nenn-)Leistung
k	—	Ausbeute	P_N	kW/mm	„spezifische“ Nenn-Leistung pro Strang oder mm Breite
m	—	Trumkraftverhältnis = $e^{\mu\hat{\beta}}$	T	Nm	(Nenn-)Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl	α	°	Winkel (s. Bild 27/1a)
p	mm	Teilung (bei Zahnriemen)	$\beta, \hat{\beta}$	°, rad	Umschlingungswinkel
q	kg/m	Masse (Gewicht) je m Riemenlänge	$\beta_w, \hat{\beta}_w$	°, rad	Wirkwinkel
s	mm	Riemenstärke	γ_s	°	Keilwinkel der Scheibe
v_t, v	m/s	Umfangs-, Riemen-, Trumgeschwindigkeit $v \approx v_t \approx v_1 \approx v_2$	γ_R	°	Keilwinkel des Riemens
x	mm	Verstellweg	$\varepsilon, \varepsilon_b, \varepsilon_0$	—	Zug-, Biege-, Ruhe- (= Auflege-) dehnung
z	—	Anzahl der Riemen, Zähnezahl	η	—	Wirkungsgrad
z_s	—	Anzahl der Scheiben	μ	—	Reibungszahl
z_B	—	Zähnezahl des Zahnriemens	Φ	—	Durchzugsgrad
A	mm ²	Riemenquerschnitt	ϱ	kg/dm ³	mittlere Dichte eines Riemens
E	N/mm ²	Elastizitätsmodul für Zug	φ	—	Schlupf
E_b	N/mm ²	Elastizitätsmodul für Biegung	σ	N/mm ²	Zugspannung
F	N	Kraft			
F_1, F_2	N	Gesamttrumkräfte im Last-, Leertrum			

3.1.2 Begriffe und Zusammenhänge am offenen Riementrieb

Die Scheiben, über welche der Riemen läuft werden als **Pulleys** bezeichnet. Im einfachsten Fall besteht der geschlossene Riementrieb aus 2 Pulleys; einem treibenden **Antrieb** und einem getriebenen **Abtrieb**. Der *Index 1* wird jeweils für den Antrieb, *Index 2* für den Abtrieb verwendet.

Der Winkel, in welchem sich Riemen und Pulley tangieren, wird als **Umschlingungswinkel** β bezeichnet. Dieser kann wie folgt berechnet werden (*Index k*: Umschlingungswinkel am kleinen Pulley, *Index g*: Umschlingungswinkel am grossen Pulley):

$$\text{Umschlingungswinkel} \quad \beta_k = 2 * \arccos\left(\frac{d_g - d_k}{2 * e}\right) \quad \text{Formel 1}$$

$$\beta_g = 360^\circ - \beta_k \quad \text{Formel 2}$$

Durch das Vorspannen stellen sich die Trumkräfte F_1 und F_2 (bzw. die Spannungen σ_1 und σ_2) ein. Im Stillstand (*Index s*) gilt:

$$\text{Vorspannkraft} \quad F_{1,s} = F_{2,s} = F_v \quad \text{Formel 3}$$

$$\text{Wellenbelastung} \quad F_w = \sqrt{F_{1,s}^2 + F_{2,s}^2 - 2F_{1,s}F_{2,s} \cos(\beta)} \quad \text{Formel 4}$$

Im Betrieb wird ein Moment vom Antrieb an die angehängten Verbraucher übertragen, dadurch nimmt die Kraft im Lasttrum um $F_m = \frac{M_{\text{Antrieb}}}{r_{\text{Antrieb}}}$ zu und im Leertrum um denselben Betrag ab. Des

Weiteren beginnt die Fliehkraft mit zunehmender Geschwindigkeit zu wirken. Diese lngt den Riemen und verringert die Wellenbelastung bzw. den Anpressdruck an das Pulley. Es gilt:

Lasttrum:
$$F_1 = F_v + F_f + \frac{F_t}{2}$$
 Formel 5

Leertrum:
$$F_2 = F_v + F_f - \frac{F_t}{2}$$
 Formel 6

wobei:

Fliehkraft
$$F_f = A * \rho * v^2$$
 Formel 7

Umfangskraft:
$$F_t = F_1 - F_2 = F_m = \frac{M_{Antrieb}}{r_{Antrieb}}$$
 Formel 8

Durch die Krftedifferenz resultiert im Lasttrum eine grössere Dehnung als im Leertrum. Aus diesem Grund ist die Drehzahl des Abtriebs geringfügig kleiner als jene des Antriebs, was als **Dehnschlupf** bezeichnet wird. Der Dehnschlupfanteil kann über die Geschwindigkeiten von Antrieb (v_1) und Abtrieb (v_2) berechnet werden:

Dehnschlupfanteil
$$\Psi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$
 Formel 9

Neben den angesprochenen Kräften (bzw. Spannungen) entsteht über dem Umschlingungswinkel β eine **Biegespannung** σ_b . Je kleiner das Pulley ist, desto grösser ist die maximale Biegespannung der Randschicht.

Bemerkung: Die erläuterten Kräfte können durch Division mit der Riemen-Querschnittsfläche leicht in die dazugehörende Spannung umgerechnet werden. Abbildung 3 zeigt die verschiedenen Spannungsanteile in einem offenen Riementrieb mit zwei Pulleys.

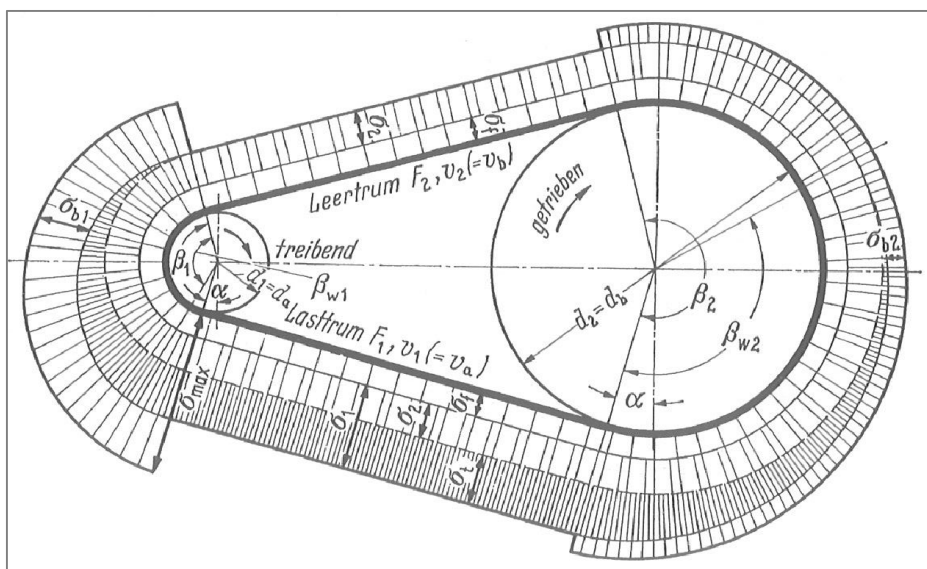


Abbildung 3: Spannungen am offenen Riementrieb

Die maximale Spannung σ_{max} herrscht also bei der Auflaufstelle des Riemens am kleineren Pulley (sofern dieses auch das Angetriebene ist) und darf die zulässige Maximalspannung nicht überschreiten:

$$\sigma_{ges} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_f \leq \sigma_{z,zul}$$

Je nach Umschlingungswinkel und Reibungskoeffizient der Materialpaarung gibt es ein maximales Verhältnis der Trumkräfte F_1 und F_2 , welches nicht überschritten werden kann, ansonsten geht der **Dehnschlupf** in einen **Gleitschlupf** über und der Riemen rutscht durch. Dies ist in jedem Fall zu vermeiden. Tritt Gleitschlupf auf, ist der Riemen falsch ausgelegt und muss angepasst werden. Aus diesem Grund wird in diesem Bericht nicht weiter auf die Energieverluste bei Gleitschlupf eingegangen.

Das **Trumkraftverhältnis** wird durch die *Eytelweinsche Beziehung* beschrieben und lautet:

Trumkraftverhältnis
$$m = \frac{F_1'}{F_2'} = e^{\mu\beta_w} \leq e^{\mu\beta}$$
 Formel 10

β_w ist der Wirkwinkel, über welchem der Riemen bei Durchlaufen des Umschlingungswinkels auch tatsächlich gedehnt wird. Im Grenzfall wird $\beta_w = \beta$ und es tritt Gleitschlupf auf.

Die Ausbeute k ist jener Anteil der Trumkraft F_1' , welcher für die Kraftübertragung genutzt wird. Formel:

Ausbeute
$$k = \frac{F_t}{F_1'} = \frac{F_1' - F_2'}{F_1'} \leq \frac{m - 1}{m}$$
 Formel 11

Es wird also umso mehr Nutzkraft übertragen, je grösser die Ausbeute ist. Daher sind grosse Reibwerte und Umschlingungswinkel anzustreben.

Abbildung 4 zeigt das Trumkraftverhältnis m und die Ausbeute k in Abhängigkeit von Umschlingungswinkel β und Reibungskoeffizient μ .

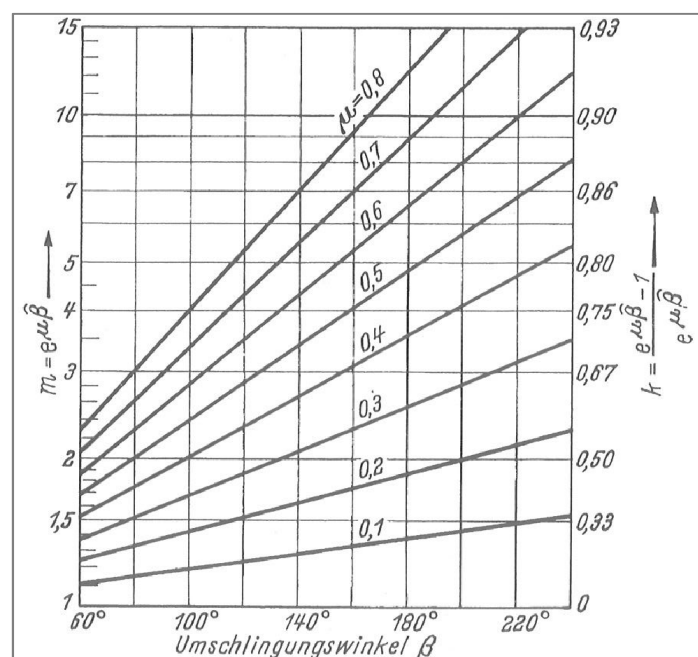


Abbildung 4: Trumkraftverhältnis m und Ausbeute k ^[1]

3.1.3 Stand der Technik

In Abhängigkeit der zu übertragenden Leistung und der Riemengeschwindigkeit eignen sich unterschiedliche Riementypen. Abbildung 5 zeigt die Ausbeute in Abhängigkeit der Riemengeschwindigkeit. Der parabelförmige Verlauf entsteht, weil ab einer gewissen Geschwindigkeit der grösste Teil der zulässigen Riemen­spannung für die Fliehkraftspannung verbraucht wird, so­dass die Trumspannungen zwingend kleiner werden müssen um ein Überlasten des Riemens zu verhindern. Bei Abnahme der Trumspannungen bzw. -kräfte wird auch die Ausbeute geringer.

Zurzeit eingesetzte Mehrschichtverbundriemen können Leistungen bis ca. 6 kW/mm übertragen und haben einen **Wirkungsgrad von 95-98%** ^[1]. Die Leistungseinbussen werden in der Literatur folgendermassen erklärt:

- ständiger Dehnschlupf (bis ca. 2%) ^[2]
- Luftreibungsverluste (ca. 1% bei $v > 40 \text{ m/s}$ und Riemenlängen $> 10 \text{ m}$) ^[3]
- Lagerreibung (keine Angaben gefunden)
- Riemenscheibengeometrie (keine Angaben gefunden)
- Biegeverluste (0.03 bis 1%) ^[3]

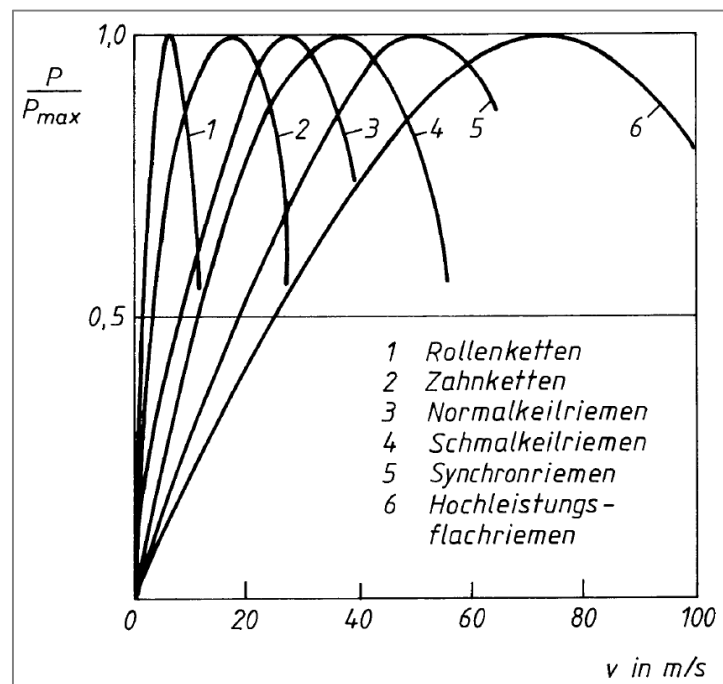


Abbildung 5: Einsatzbereiche der Zugmittel in Abhängigkeit der Umfangsgeschwindigkeit ^[1]

Zur exakten Berechnung der Verlustarten ist in der Literatur jedoch sehr wenig zu finden. Dies lässt vermuten, dass bis jetzt noch keine ganzheitliche Untersuchung der Energieverlustanteile durchgeführt wurde.

3.2 Vorbereitung des Berechnungsgangs

3.2.1 Verlustarten bei Riementrieben

Es kann zwischen Internen und Externen Verlustarten unterschieden werden (Abbildung 6).

- **Interne Energieverluste** entstehen durch Dissipation im Material = Umwandlung von mechanischer in thermische Arbeit durch Reibung der Molekülketten aneinander
- **Externe Energieverluste** entstehen durch Wechselwirkung des Riemens mit seiner Umgebung.

Beide Energieverlustarten werden sowohl von den Materialeigenschaften (z.B. E-Modul, mechanischer Verlustfaktor, Reibungskoeffizient) als auch von der Geometrie (z.B. Pulleydurchmesser und -anzahl, Lagertyp, Riemenlänge) des Systems beeinflusst.

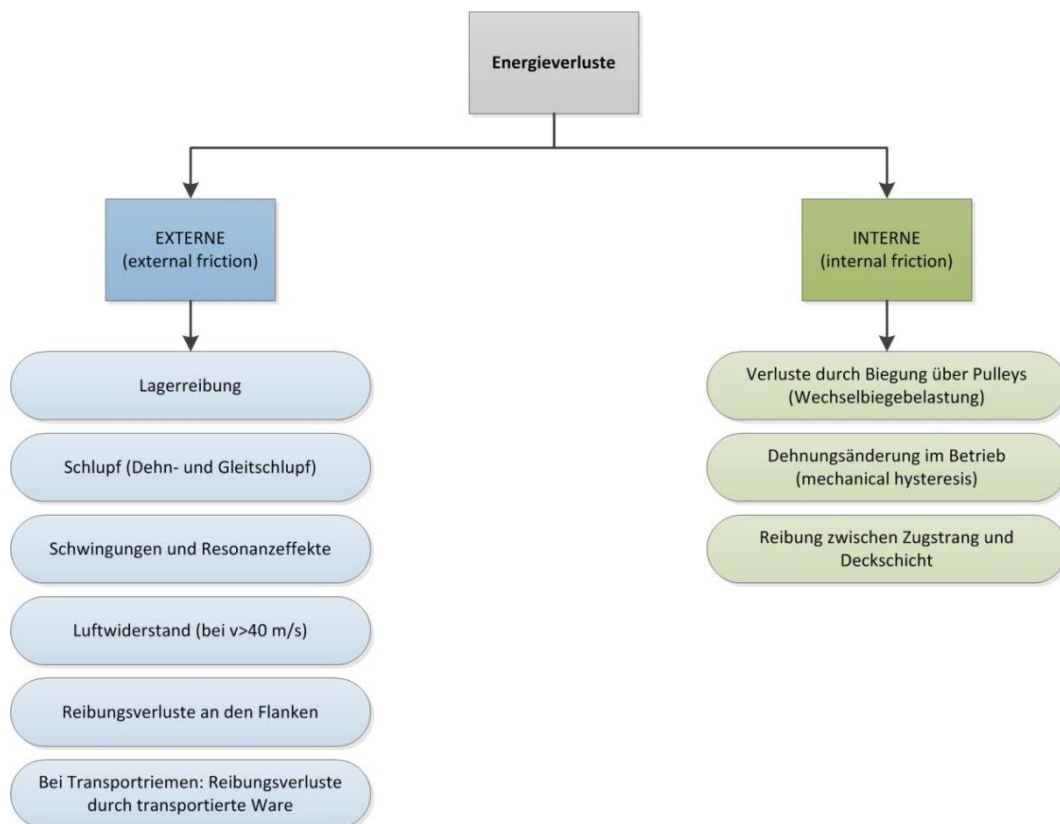


Abbildung 6: Einteilung der Energieverluste

Einige Verlustanteile lassen sich mit einfachen Mitteln berechnen. Der Energieverlust durch Dehnschlupf kann beispielsweise über die Drehzahl von Antrieb und Abtrieb ermittelt werden. Andere Effekte wie Lagerreibung, Schwingungen oder Luftwiderstand sind jedoch schwierig oder gar nicht erfassbar. Daher wurde eine Eingrenzung gemacht und nur die wesentlichen bzw. realisierbaren Verlustanteile im Berechnungstool berücksichtigt:

- **Verlust durch Wechselbiegung (intern)**
- **Verlust durch Dehnungsänderung in Last- und Leertrum (intern)**
- **Verlust durch Dehnschlupf (extern)**
- **Verlust durch Lagerreibung (extern)**

Zur besseren Verständlichkeit werden in diesem Kapitel zuerst die zur Berechnung benötigten Grössen beschrieben, bevor in Kapitel 3.3 auf die Ansätze zur Berechnung der einzelnen Energieverlustanteile eingegangen wird.

3.2.2 Eingabeparameter

Um ein automatisiertes Berechnungstool zu entwickeln, werden verschiedene Eingabeparameter verlangt, welche den Riemen geometrisch und mechanisch beschreiben.

Für die Bestimmung der benötigten mechanischen Materialeigenschaften ist eine dynamisch-mechanische Analyse (DMA) notwendig. Die Theorie dazu ist in Kapitel 3.2.3 zu finden. Es wurden bereits erste Messungen von Herrn Jérôme Lefèvre (Head of R&D bei Ammeraal Beltech) an der ETH in der Gruppe Polymertechnologie durchgeführt. Auf die Ergebnisse wird in Kapitel 3.7 genauer eingegangen.

Folgende Parameter müssen vom Benutzer eingegeben werden:

Tabelle 1: Geometriedaten

Parameter	Symbol	Einheit	Bemerkung
Riemenbreite	b	mm	
Riemendicke	d	mm	
Riemenlänge	L	mm	im ungespannten Zustand
Anzahl Pulleys	-	-	inklusive Antriebspulley
Umschlingungswinkel am Antrieb	β	°	
Durchmesser Antriebspulley	d ₁	mm	
Durchmesser Abtriebspulley	d ₂	mm	
Drehzahl Antrieb	n ₁	min ⁻¹	

Tabelle 2: Materialdaten

Parameter	Symbol	Einheit	Bemerkung
Riemenrate	k1%	N/mm	gängige Kenngrösse für Riemen
Auflagedehnung	$\epsilon_{\text{vorspann}}$	%	gängige Kenngrösse für Riemen
Dichte	ρ	kg/m ³	
E-Modul	E	MPa	für jede Materialschicht einzeln
Querkontraktionszahl	ν	-	für jede Materialschicht einzeln
mechanischer Verlustfaktor	$\tan(\delta)$	-	für jede Materialschicht einzeln
Reibungskoeffizient	μ	-	

Tabelle 3: Kräfte

Parameter	Symbol	Einheit	Bemerkung
Kraft im Lasttrum	F ₁	N	
Kraft im Leertrum	F ₂	N	

Da die Kräfte in Last- und Leertrum im dynamischen Fall nur schwer messbar sind, wird empfohlen, diese entsprechend Kapitel 3.1.2 über das Antriebsdrehmoment zu berechnen.

3.2.3 Dynamisch-mechanische Analyse (DMA)

Die dynamisch-mechanische Analyse liefert Informationen über den Verlauf mechanischer Eigenschaften unter geringer, meist sinusförmiger dynamischer Belastung als Funktion der Temperatur, Zeit und/oder der Frequenz.

Das **logarithmische Dekrement Λ** ist der Quotient aus aktueller Amplitude A_n und Amplitude in der darauf folgenden Periode A_{n+1} .

logarithmisches Dekrement
$$\Lambda = \frac{\hat{A}_n}{\hat{A}_{n+1}}$$
 Formel 12

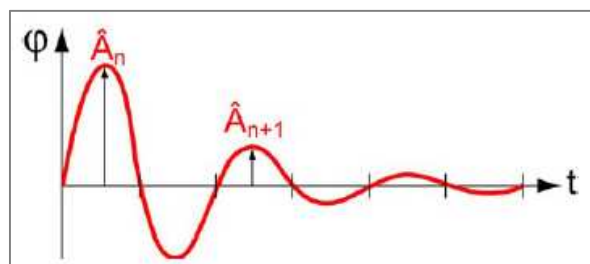


Abbildung 7: Verlauf einer gedämpften Schwingung

Eine aufgebrachte mechanische Beanspruchung (Anregung mit $\sigma(t) = \sigma_A * \sin(\omega t)$) hat ein entsprechendes Antwortsignal zur Folge, das hinsichtlich Amplitude und Phasenverschiebung ausgewertet wird. Bei vollkommen elastischen Materialien ist keine Phasenverschiebung zwischen Anregung und Antwort zu beobachten.

Bei den in Flachriemen eingesetzten Kunststoffen resultiert durch das viskoelastische Materialverhalten eine **Phasenverschiebung δ** (Antwortsignal $\varepsilon(t) = \varepsilon_A * \sin(\omega t - \delta)$). Der Tangens der Phasenverschiebung δ wird als **mechanischer Verlustfaktor d bzw. $\tan(\delta)$** bezeichnet. Dieser lässt sich aus dem logarithmischen Dekrement herleiten:

mechanischer Verlustfaktor
$$d = \tan(\delta) = \frac{\frac{\Lambda}{\pi}}{1 + \frac{\Lambda^2}{4 * \pi^2}}$$
 Formel 13

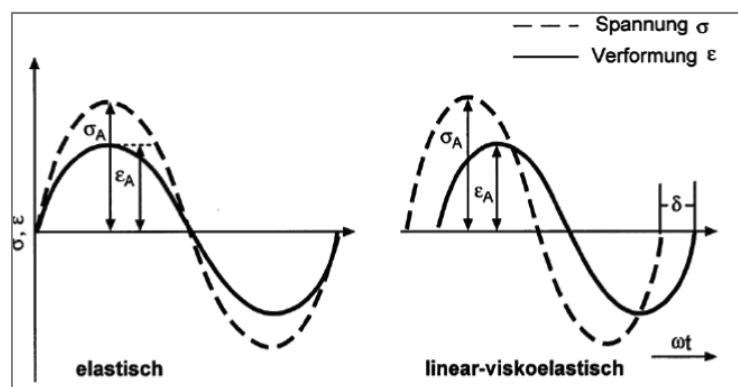


Abbildung 8: Anregung und Antwortfunktion (links: elastisch, rechts: linear-viskoelastisch)

Ist der mechanische Verlustfaktor $\tan(\delta)$ zu einer bestimmten Temperatur und Frequenz bekannt und kennt man zudem das E-Modul (bzw. Schubmodul) dieses Zustandes, so kann eine Aussage über den Energieverlustanteil im Kunststoff gemacht werden. Das **(komplexe) Modul E^*** kann in einen Realteil und einen Imaginärteil zerlegt werden (Analogie zur Elektrotechnik). Der Realteil wird dabei als **Speichermodul E'** bezeichnet, der Imaginärteil als **Verlustmodul E''** . Es gilt:

$$\tan(\delta) = \frac{E''}{E'} = \frac{G''}{G'} \quad \text{Formel 14}$$

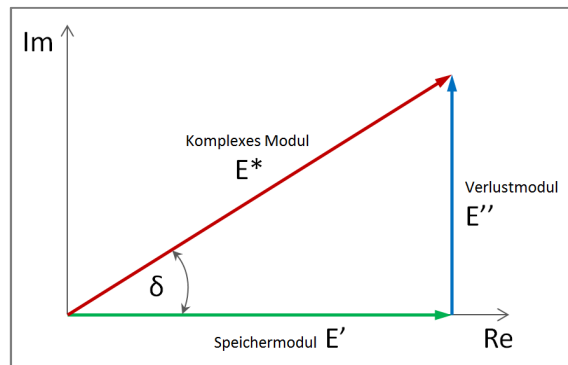


Abbildung 9: Darstellung des komplexen Moduls

Mit heutigen Messgeräten lassen sich durch Temperatur- und Frequenzsweep Masterkurven erstellen, mit welchen der mechanische Verlustfaktor bei beliebigen Temperatur- und Frequenzkombinationen bestimmt werden kann.

Als Beispiel sind in Abbildung 10 das Speicher-, Verlustmodul und der mechanische Verlustfaktor eines amorphen Thermoplasts dargestellt. Typisch ist die starke Abnahme des Speichermoduls im Bereich der **Glasübergangstemperatur T_g** . In diesem Bereich ist ebenfalls eine starke Zunahme von mechanischem Verlustfaktor und Verlustmodul zu beobachten. Der **Peak von $\tan(\delta)$ und G''** (bzw. E'') kann in diesem Bereich ein Vielfaches des normalen Wertes annehmen. Wird der Riemen in diesem Temperaturbereich betrieben dissipiert also ein viel grösserer Anteil, als vor bzw. nach dem Peak.

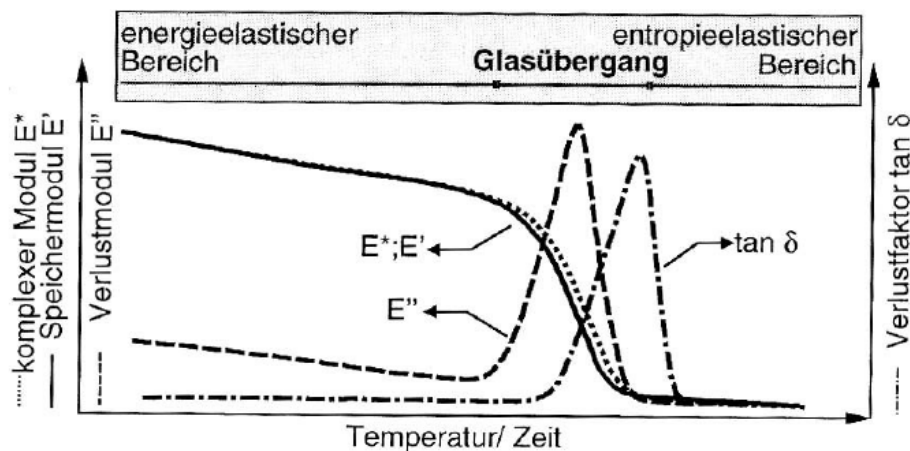


Abbildung 10: Speichermodul, Verlustmodul und mech. Verlustfaktor eines amorphen Thermoplasts ^[5]

Der Peak von $\tan(\delta)$ und G'' (bzw. E'') ist also abhängig von der Glasübergangstemperatur T_g . Diese wiederum kann durch folgende Einflüsse verändert werden:

- Erhöhung des Wassergehaltes im Kunststoff = Erniedrigung von T_g
- Erhöhung der Anregungsfrequenz = Erhöhung von T_g

Abbildung 11 gibt einen allgemeinen Überblick des dynamisch-mechanischen Verhaltens verschiedener Kunststoffgruppen:

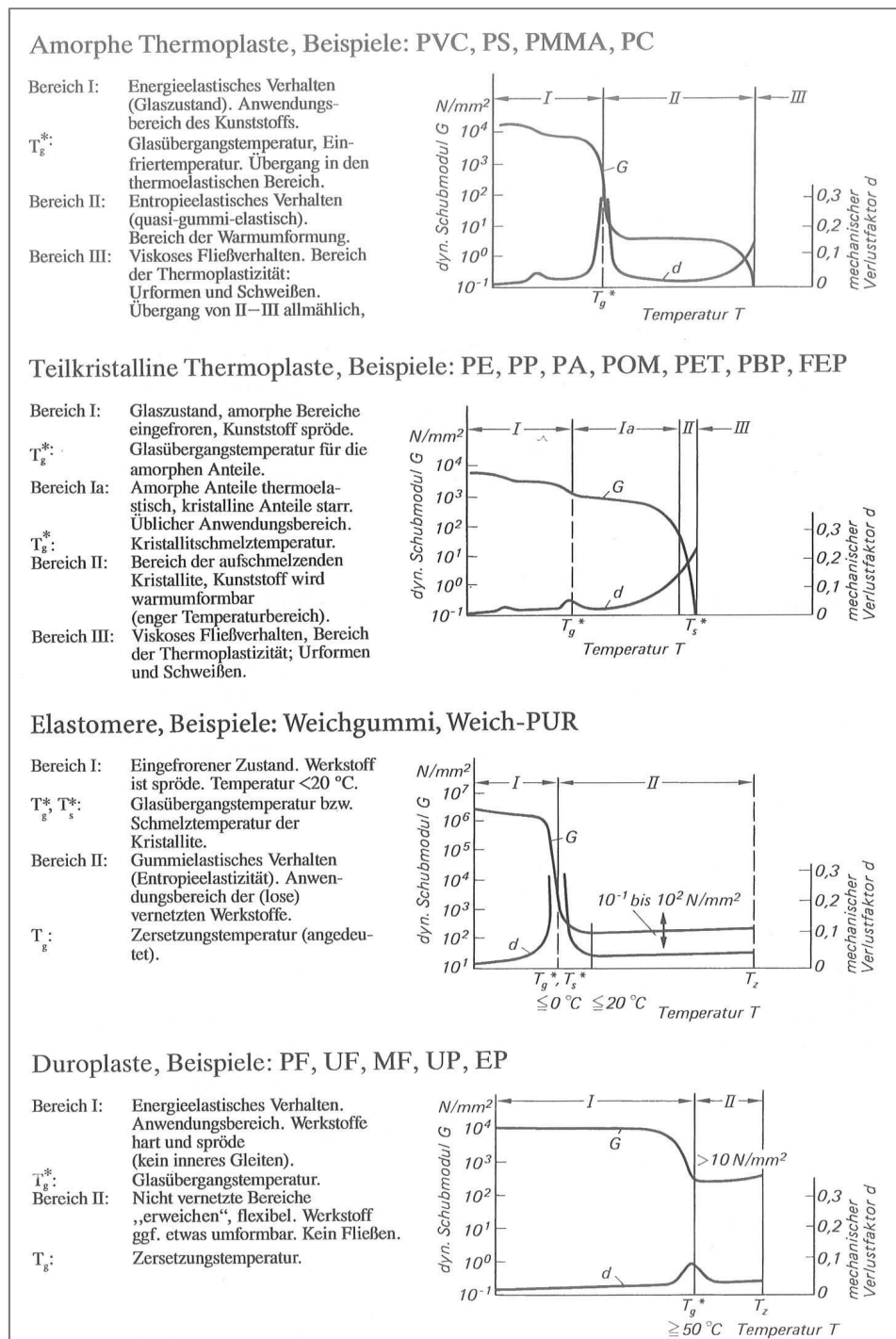


Abbildung 11: Schubmodul und mechanischer Verlustfaktor von versch. Kunststoffgruppen [8]

3.3 Modellierung der Energieverluste

Wie in Kapitel 3.2 angesprochen, können nicht alle Verlustanteile berücksichtigt werden. Es wurde daher versucht, die wesentlichen Anteile zu analysieren und mit geeigneten Ansätzen zu beschreiben. Der Gesamtenergieverlust, welcher mit dem Tool berechnet wird, setzt sich aus folgenden Verlustanteilen zusammen:

$$P_{V,Gesamt} = P_{V,Motor} + P_{V,Lager} + P_{V,Dehnschlupf} + P_{V,Zug} + P_{V,Biegung}$$

Formel 15

$P_{V,Motor}$	Stromaufnahme des Motors
$P_{V,Lager}$	Abgeschätzte Lagerverlustleistung
$P_{V,Dehnschlupf}$	Energieverlust durch Dehnschlupf
$P_{V,Zug}$	Energieverlust durch Dehnungsänderung in Last- / Leertrum (intern)
$P_{V,Biegung}$	Energieverlust durch Wechselbiegung (intern)

Die Stromaufnahme des Motors und die Lagerreibung liegen eigentlich ausserhalb der Systemgrenze. Dennoch wurde sie im Berechnungstool eingefügt, sodass die Verluste im Verhältnis zu jenen im Riemen dargestellt werden können. Die Stromaufnahme des Motors wird dabei nur als Wert eingetragen, es wird keine weitere Grösse aus ihr berechnet.

3.3.1 Ansätze für die Berechnung

3.3.1.1 Energieverlust durch Lagerreibung

Die Energieverluste durch Lagerreibung können ohne Messaufbau nur grob abgeschätzt werden. Hierzu wurde folgender Ansatz von SKF verwendet ^[6]:

Reibmoment [Nmm]: $M \approx 0.5 * \mu * F_w * d$ **Formel 16**

Verlustleistung [W]: $P_{V,Lager} = 1.05 * 10^{-4} * M * n$ **Formel 17**

wobei: μ : Reibungszahl des Lagertyps [-]
 F_w : dynamische Wellenbelastung [N]
 d : Innendurchmesser des Lagers [mm]
 n : Drehzahl [min^{-1}]

Für eine genaue Analyse müsste ein Testaufbau der Lagerung mit variablem Achsdruck und allenfalls variabler Temperatur ausgemessen werden. Da die Lagerung aber nicht direkt mit der Energieeffizienz des Riemens zutun hat, wurde auf eine genauere Analyse verzichtet.

Allgemein kann gesagt werden:

Die Wellenbelastung F_w und die Lagerverlustleistung sind direkt proportional zueinander.

Bearing type	Coefficient of friction μ
Deep groove ball bearings	0,0015
Schrägkugellager	
– einreihige Lager	0,0020
– zweireihige Lager	0,0024
– Vierpunktlager	0,0024
Pendelkugellager	0,0010
Zylinderrollenlager	
– Lager mit Käfig, wenn $F_a \approx 0$	0,0011
– Vollrollige Lager, wenn $F_a \approx 0$	0,0020
Nadellager mit Käfig	0,0020
Kegelrollenlager	0,0018
Pendelrollenlager	0,0018
CARB Toroidalrollenlager mit Käfig	0,0016
Axial-Rillenkugellager	0,0013
Axial-Zylinderrollenlager	0,0050
Axial-Nadellager	0,0050
Axial-Pendelrollenlager	0,0018

Abbildung 12: Reibungszahlen μ (gemäss SKF)

3.3.1.2 Energieverlust durch Dehnschlupf

Der Dehnschlupf hat sowohl eine Auswirkung auf die externen, als auch auf die internen Verlustanteile. Der mechanische (externe) Verlust entsteht durch die unterschiedlichen Drehzahlen von Antrieb und Abtrieb (siehe auch Kapitel 3.1.2). Im Riemen selbst gibt es einen weiteren Verlustanteil: Durch die unterschiedlichen Kräfte in Last und Leertrum resultiert eine ständige Dehnungsänderung. Durch diese schwellende Zugbelastung dissipiert ebenfalls ein Teil der zu übertragenden Energie im Riemen.

Ansatz für den **externen Verlustanteil** ^[2]:

$$\text{Verlustleistung [W]:} \quad P_{V, \text{Dehnschlupf}} = v * \frac{(F_1 - F_2)^2}{A * E} \quad \text{Formel 18}$$

Ansatz für den **internen (dissipierten) Verlustanteil**:

$$\text{Verlustleistung [W]:} \quad P_{V, \text{Zug}} = \Delta \varepsilon^2 * E'' * \pi * A * v * c_F \quad \text{Formel 19}$$

wobei: $\Delta \varepsilon$: Dehnungsunterschied zwischen Last- und Leertrum [-]

E'' : Verlustmodul [MPa]

A: Riemenquerschnitt [mm²]

v: Riemengeschwindigkeit [m/s]

c_F : Faktor für Schwingungsform [-]

Bemerkungen:

Bei der Berechnung wird von einer sinusförmigen Erregerfrequenz ausgegangen. In der Simulation wird sich zeigen, dass der Dehnungsverlauf eher einer Rechteckfunktion gleicht. Es wird daher empfohlen mit dem Faktor $c_F = 1.59$ zu rechnen.

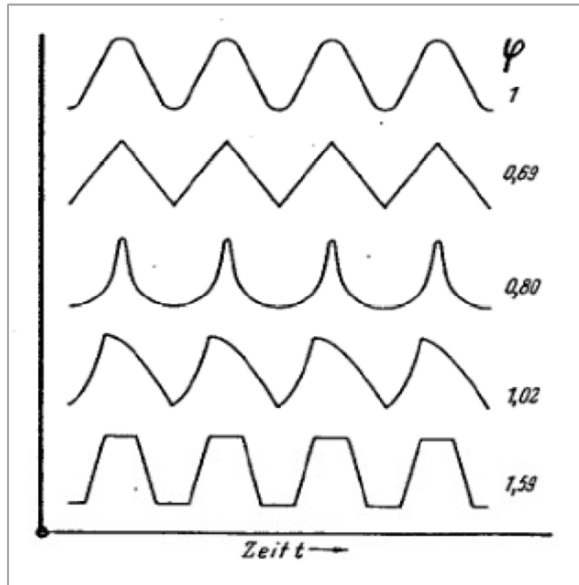


Abbildung 13: Faktor für Schwingungsform ^[7]

Ein Riemenelement, welches über das Antriebspulley läuft, ist zunächst stark gedehnt (durch höhere Kraft im Lasttrum) und zieht sich anschliessend bis zum Austritt der Biegung leicht zusammen. Durch die Reibung zwischen Riemeninnenseite und Pulley wird wiederum Energie in Wärme umgewandelt. Da dieser Anteil jedoch verschwindend klein gegenüber anderen Verlustanteilen ist, wurde er vernachlässigt.

3.3.1.3 Energieverlust durch Wechselbiegung

Beim Durchlaufen eines Pulleys tritt im Riemen der typische Biegespannungsverlauf (aussen Zug, innen Druck) auf. Je nach Vorspannung des Riemens kann sich der Verlauf so verschieben, dass auch ein auf der Riemeninnenseite liegendes Teilchen unter Zug steht. Für die Berechnung der Verlustleistung durch Wechselbiegung ist die Vorspannung allerdings vernachlässigbar (Annahme: lineares Verhalten bei Kurzzeitbelastung); entscheidend ist nur die **Dehnungsänderung** zwischen einem geraden und einem gekrümmten Riemenabschnitt.

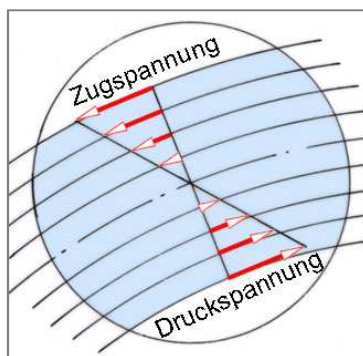


Abbildung 14: Biegespannungsverlauf allgemein

Ausgehend vom Ansatz für die Energiedissipation bei schwellender Zugbelastung (siehe vorherige Seite) wurde für die Wechselbiegung folgender Zusammenhang („spezifische Verlustarbeit mal Volumenstrom“) aufgestellt:

$$P_{V,Biegung} = \varepsilon_{b(z)}^2 * E'' * \pi * A * v * n * c_F$$

Formel 20

wobei: $\varepsilon_{b(z)}$: Dehnung einer Riemenschicht in Abhängigkeit vom Abstand zur Zugschicht [-]
 E'' : Verlustmodul [MPa]
 A : Riemenquerschnitt [mm²]
 v : Riemengeschwindigkeit [m/s]
 n : Anzahl Pulleys (mit gleichem Durchmesser) [-]
 c_F : Faktor für Schwingungsform [-]

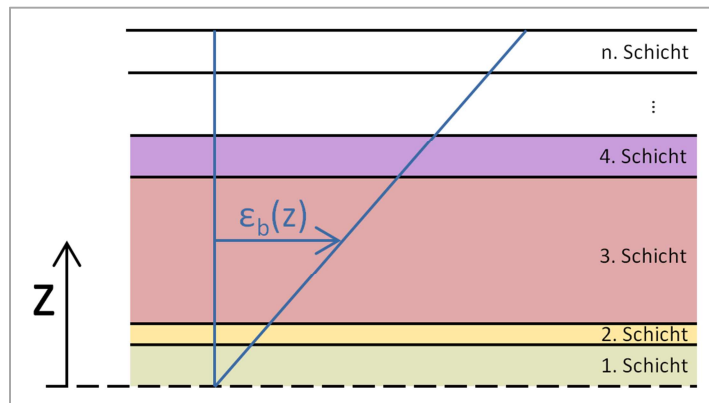


Abbildung 15: Definition des Schichtaufbaus und lokale Dehnung (z=0: Mitte Zugschicht)

Da die Dehnung eine Funktion von z (Abstand zur neutralen Faser) ist und in der Gleichung quadriert vorkommt muss zuerst der **Mittelwert des Dehnungsquadrats** $\overline{\varepsilon_{b(z),qu}}$ berechnet werden^[9]:

$$\varepsilon_{b(z)} = \frac{1}{r_m} * z$$

Formel 21

$$\overline{\varepsilon_{b(z),qu}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{s}{2} - (-\frac{s}{2})} * \int_{-s/2}^{s/2} \left(\frac{1}{r_m} * z\right)^2 dz} = \sqrt{\frac{1}{s} * \left[\frac{z^3}{3 * r_m^2}\right]_{-s/2}^{s/2}} = \sqrt{\frac{s^2}{12 * r_m^2}}$$

Formel 22

wobei: s: Riemendicke [mm]
 r_m : Radius des Pulleys + halbe Riemendicke [mm]

Eingesetzt in die Gleichung für den Wechselbiegeverlust ergibt sich:

$$\text{Verlustleistung [W]: } P_{V,Biegung} = \frac{s^2}{12 * r_m^2} * E'' * \pi * A * v * n * c_F$$

Formel 23

Dieser Ansatz ist nur für Riemen anwendbar, die aus einem Material bestehen und es wird angenommen, dass der Dissipationsanteil bei Zug- und Druckbelastung gleichgross ist.

Bei einem mehrschichtigen Aufbau mit unterschiedlichen Materialeigenschaften verschiebt sich die neutrale Faser, und zwar in jene Schicht mit der grössten Steifigkeit. Die Zugschicht wird daher als dominierender Faktor betrachtet und die lokale Dehnung eines Riementeilchens ist nun abhängig vom **Abstand zur Mitte der Zugschicht ($z=0$)**; je weiter aussen die Schicht ist, desto grösser ist die Dehnung bzw. Stauchung. Da der Verlustanteil für jede Schicht einzeln berechnet werden soll ergibt sich für den Mittelwert des Dehnungsquadrats in einer Schicht:

$$\overline{\varepsilon_{b(z),qu}} = \sqrt{\frac{1}{s_2 - s_1} * \int_{s_1}^{s_2} \left(\frac{1}{r_m} * z\right)^2 dz} = \sqrt{\frac{1}{s_2 - s_1} * \left[\frac{z^3}{3 * r_m^2}\right]_{s_1}^{s_2}} = \sqrt{\frac{1}{s_2 - s_1} * \frac{s_2^3 - s_1^3}{3 * r_m^2}} \quad \text{Formel 24}$$

wobei $\Delta s = s_2 - s_1$ die Dicke der Schicht ist.

Für den allgemeinen Fall (asymmetrischer Riemen mit mehrschichtigem Aufbau) gilt also:

$$P_{V,Biegung} = \sum \left[\frac{1}{s_{i+1} - s_i} * \frac{s_{i+1}^3 - s_i^3}{3 * r_m^2} * E_i'' * \pi * A * v * n * c_F \right] \quad \text{Formel 25}$$

3.3.2 Verifikation des Berechnungsansatzes für Wechselbiegung

Um abzuklären, ob der Umschlingungswinkel einen Einfluss auf den Biegeverlustanteil hat, wurden zwei Messungen am einfachen Riemenprüfstand durchgeführt. Dieser Prüfstand wurde vom IWK vor einigen Jahren für Ammeraal Beltech entwickelt.

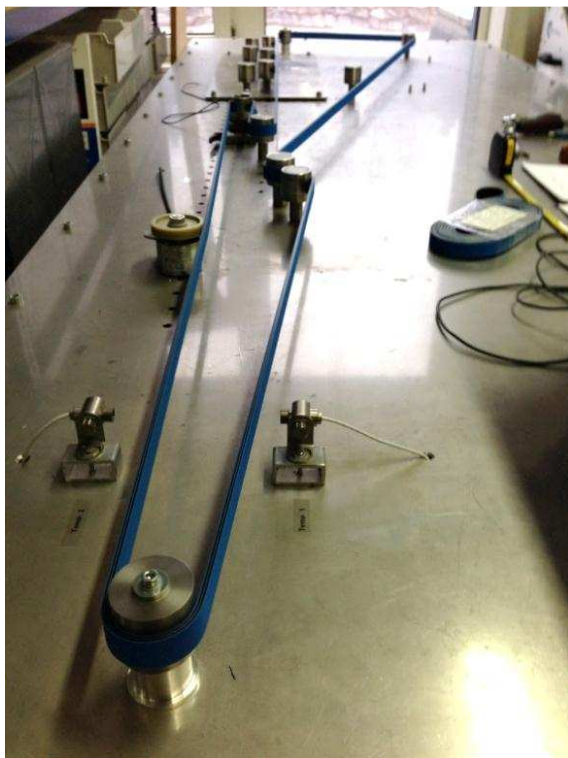


Abbildung 16: Versuch 2, kleiner Umschlingungswinkel

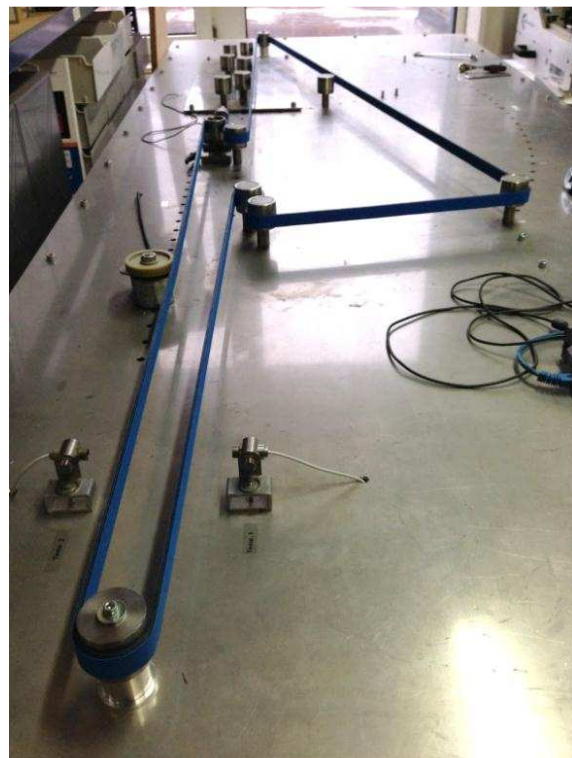


Abbildung 17: Versuch 2, grosser Umschlingungswinkel

Der Umschlingungswinkel β wurde bei beiden Versuchen um ca. 20% erhöht, alle übrigen Parameter wurden möglichst gleich belassen. Bei der Riemenvorspannung war dies nicht exakt möglich, da sich das Gleichgewicht aufgrund verkürzter Prüfzeit erst während der Messung einpendelte.

Tabelle 4: Messergebnisse Umschlingungswinkel

Versuch 1:	Leistungsdifferenz	Vorspannkraft
β klein	202 W	504 N
β gross	202 W	486 N

Versuch 2:	Leistungsdifferenz	Vorspannkraft
β klein	125 W	550 N
β gross	132 W	547 N

Einlaufzeit des Riemens/der Anlage: 10min pro Messung
Messdauer: 5min pro Messung

Die Verlustmessung in Abhängigkeit des Umschlingungswinkels lieferte keine eindeutigen Ergebnisse. Die erste Messung ergab, dass die Verlustleistung unabhängig vom Umschlingungswinkel ist. Anschliessend wurde die Messung mit einem abgeänderten Setup wiederholt (kürzerer Riemen, weniger Pulleys) mit dem Ergebnis, dass die Verlustleistung bei grösserem Umschlingungswinkel geringfügig grösser wird.

Dies verwundert jedoch nicht weiter, da die Wellenbelastung vom Umschlingungswinkel abhängt; je grösser der Umschlingungswinkel ist, desto grösser ist auch die Kraft, welche auf die Welle wirkt. Die erhöhte Wellenbelastung hat wiederum eine erhöhte Lagerreibung zur Folge.

Der Einfluss des Umschlingungswinkel auf den Wechselbiegeverlust ist, sofern überhaupt vorhanden, sehr klein und kann deshalb vernachlässigt werden. Der oben beschriebene Ansatz zur Berechnung der Biegeverluste ohne Berücksichtigung des Umschlingungswinkels ist daher aus Sicht der Autoren korrekt.

3.4 Aufbau des Simulationsmodells

Um die Berechnungsansätze zu überprüfen und um ein generelles Verständnis für die inneren Vorgänge in einem Riementrieb zu erhalten, wurden mit **Ansys Workbench 14.5** verschiedene Simulationen durchgeführt. Dieses Kapitel informiert über die betrachteten Varianten, in Kapitel 0 sind die relevanten Ergebnisse zusammengetragen.

Es wurde eine transiente Strukturanalyse durchgeführt, wobei die Simulation in drei Bereiche unterteilt werden kann:

1. Auseinanderfahren der Pulleys zum Erzeugen der Vorspannung
2. Gleichmässige Beschleunigung bis zur gewünschten Antriebsdrehzahl
3. Normalbetrieb mit konstanter Drehzahl

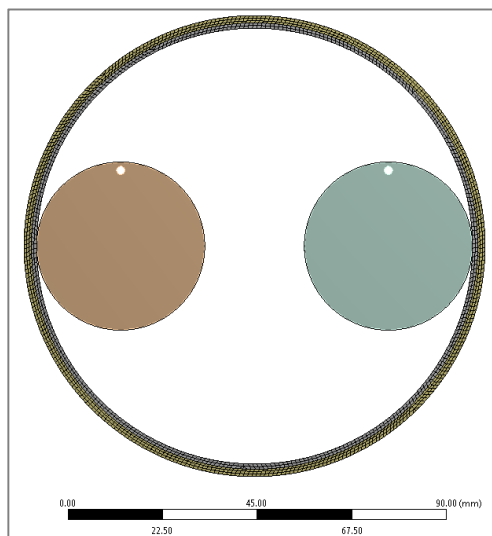


Abbildung 18: Ursprungszustand, Variante 1

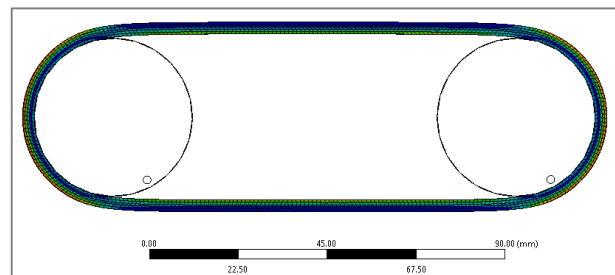


Abbildung 19: gespannter Riemen im Betrieb, Variante 1

Insgesamt wurden drei verschiedene Simulationen durchgeführt:

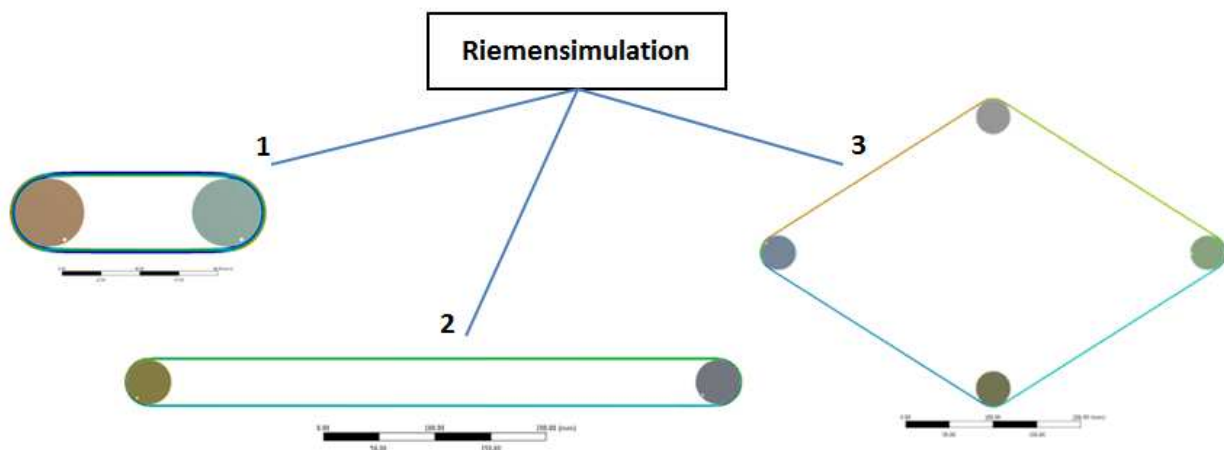


Abbildung 20: Simulationsarten

Der Riemen wurde aus drei isotropen Schichten modelliert; Die Deckschichten (E-Modul: 500MPa) haben eine Dicke von je 0.8mm, die Zugschicht (E-Modul: 2500MPa) 0.4mm.

Zwischen Riemen und Pulley wurde ein reibungsbehafteter Kontakt definiert ($\mu = 0.5$), das linke Pulley dient als Antrieb (Drehung CCW), das rechte als Abtrieb (reibungsfrei gelagert).

Im Ursprungszustand ist der Riemen kreisrund, um den Einfluss der Grundsteifigkeit zu minimieren. Bei Variante 1 zeigte sich, dass die Riemendicke im Verhältnis zur Spannlänge zu gross gewählt wurde. Dadurch ergab sich kein homogener Dehnungsverlauf in Last- und Leertum, sondern die inneren Randschichten dehnten sich viel stärker als die Äusseren.

Dieser Effekt konnte mit Variante 2 minimiert werden, indem die Riemenlänge erhöht wurde. In Variante 3 wurden Gesamt-Umschlingungswinkel und Riemenlänge gleich wie bei Variante 2 belassen und zwei weitere Pulleys eingefügt. Dadurch soll der Einfluss der Wechselbiegefrequenz untersucht werden.

3.5 Simulationsresultate

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Ergebnisse aus der Simulation zusammengefasst und mit den Resultaten aus dem Berechnungs-Tool verglichen.

3.5.1 Dehnung über Pulley

Um festzustellen, ob das Modell im Betrieb auch das tatsächliche Verhalten eines Riemens widerspiegelt wurde als erstes die Dehnung am Antrieb untersucht. Nach dem Auseinanderfahren stellt sich am Pulley eine gleichmässige Dehnungsverteilung ein, die Trumkräfte F_1 und F_2 sind gleichgross, dementsprechend ist auch die Dehnung in den Trumen identisch (Abbildung 21).

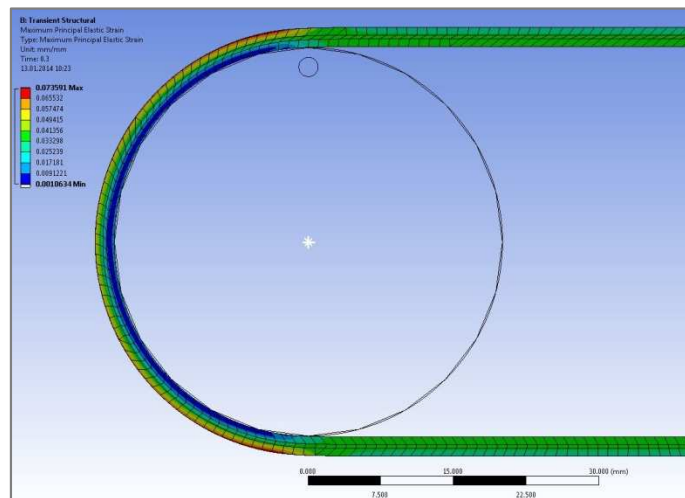


Abbildung 21: Dehnung über dem Antrieb im Stillstand

Im Betrieb (Drehung im Gegenuhrzeigersinn) wird nun das Lasttrum stärker gedehnt. Über dem Pulley stellt sich ein asymmetrischer Dehnungsverlauf ein (Abbildung 22).

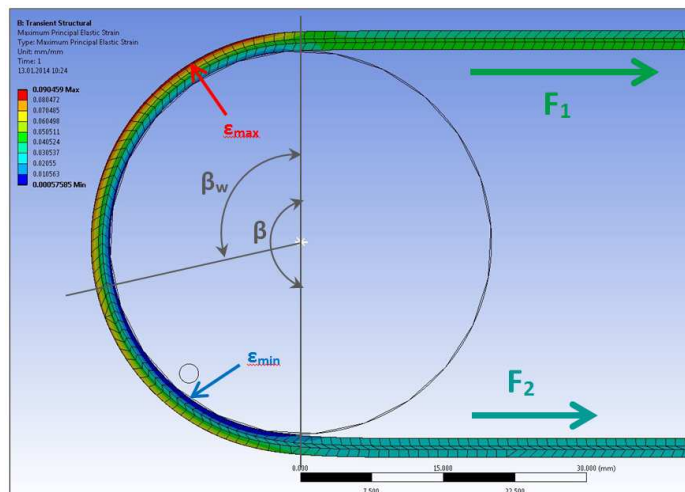


Abbildung 22: Dehnung über dem Antrieb im Betrieb (Drehung im Gegenuhrzeigersinn)

Dieses Ergebnis deckt sich gut mit dem Verhalten, wie es in der Literatur beschrieben wird. Die Dehnung des Lasttrums wird über dem **Wirkwinkel** $\beta_w < \text{Umschlingungswinkel } \beta$ abgebaut und baut sich am Abtrieb mit demselben Verhalten wieder auf.

3.5.2 Dehnungsverlauf im Betrieb

Im Verlauf des Projektes stellte sich die Frage, wie sich die Trumkräfte bei mehreren Abtrieben einstellen. Anhand der Variante 3 (Simulation mit 4 Pulleys, Abbildung 23) konnte diese Fragestellung geklärt werden. Pulley 1 und 3 haben einen Umschlingungswinkel $\beta > 90^\circ$, Pulley 2 und 4 haben $\beta < 90^\circ$, zusammen ergibt sich 360° .

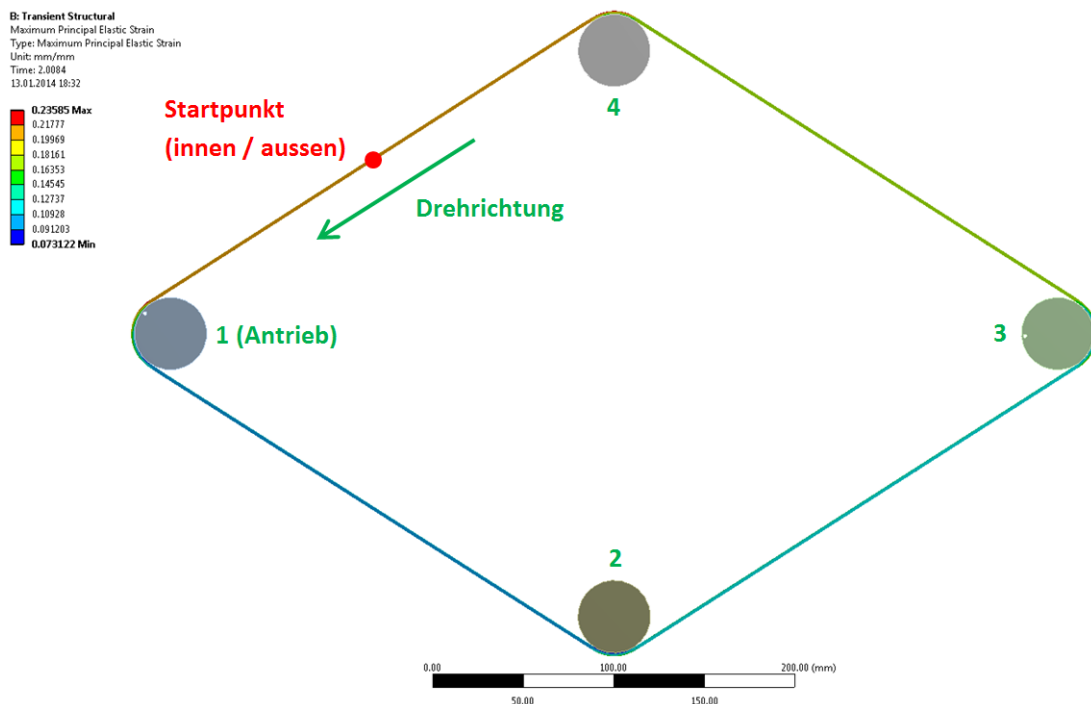


Abbildung 23: Dehnungsverlauf in Variante 3, Definition der Pulleys und Drehrichtung

In Abbildung 24 ist der Dehnungsverlauf eines aussen- bzw. innenliegenden Riementeilchens dargestellt. Die Wegstücke zwischen den Pulleys sind dabei verkürzt dargestellt und der Kurvenverlauf über dem Antrieb ist breiter, da mit einem kleineren Zeitschritt gerechnet wurde (muss gleichlang wie Pulley 3 sein).

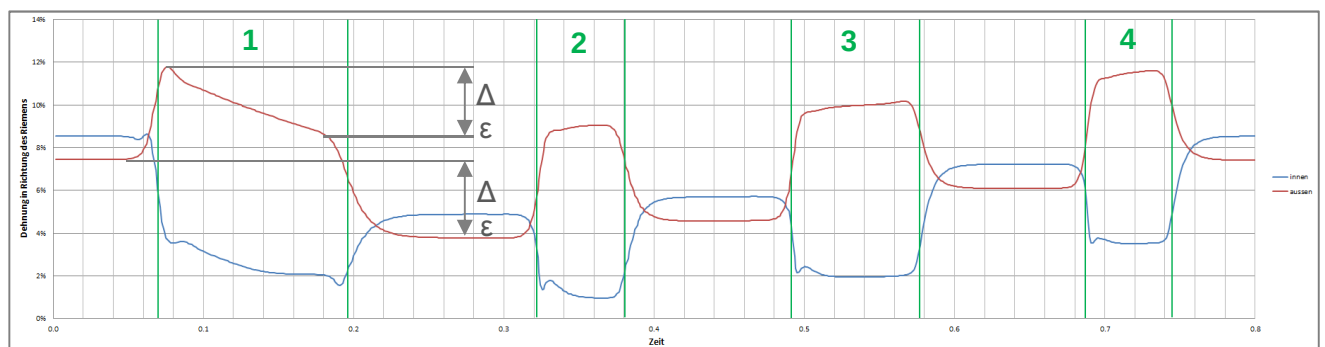


Abbildung 24: Dehnungsverlauf eines aussen-/ innenliegenden Riementeilchens

Folgende Schlüsse können aus dem Diagramm gezogen werden:

- **Im geraden Stück** liegt die Dehnung innen etwas über der Dehnung aussen, weil der Riemen durch seine Ursprungsform innen einen kleineren Durchmesser besitzt als aussen. In Realität tritt dieser Effekt bei langen Riemen nicht auf. Bei kurzen Riemen würde eher das umgekehrte Bild auftreten, da ein aussenliegendes Teilchen über dem Pulley einen weiteren Weg zurücklegen muss.
- **Während der Krümmung** nimmt die Dehnung in der äusseren Randschicht schnell zu, während sie in der inneren abnimmt (könnte auch negativ werden, falls die Vorspannung kleiner gewählt wird).
- **Beim Antrieb** nimmt die Dehnung in der Aussenschicht während der Umschlingungsphase kontinuierlich ab, anschliessend fällt sie auf ein konstantes Niveau ab. Beim Übergang zum Geradlauf verschwindet der Biege-Dehnungsanteil und es herrscht nur noch die Kraft des ersten Leertrums (vgl. $\Delta\epsilon$ im Diagramm).
- **Beim Lauf über die Abtriebe** nimmt die Dehnung jedes mal ein Stück zu bis schlussendlich im Lasttrum die maximale Zugdehnung erreicht ist (zwischen Pulley 4 und 1).
- **Der Dehnungsanteil nimmt proportional zum Umschlingungswinkel zu** (siehe Pulley 2 und 3).
- Der Dehnungsverlauf ähnelt sehr stark einer Rechteckfunktion, weshalb der **Schwingungsform-Faktor $c_F = 1.59$** gewählt wird (vgl. Kapitel 3.3.1).

Als Bestätigung dieses Simulationsergebnisses dient folgendes Experiment [10]:

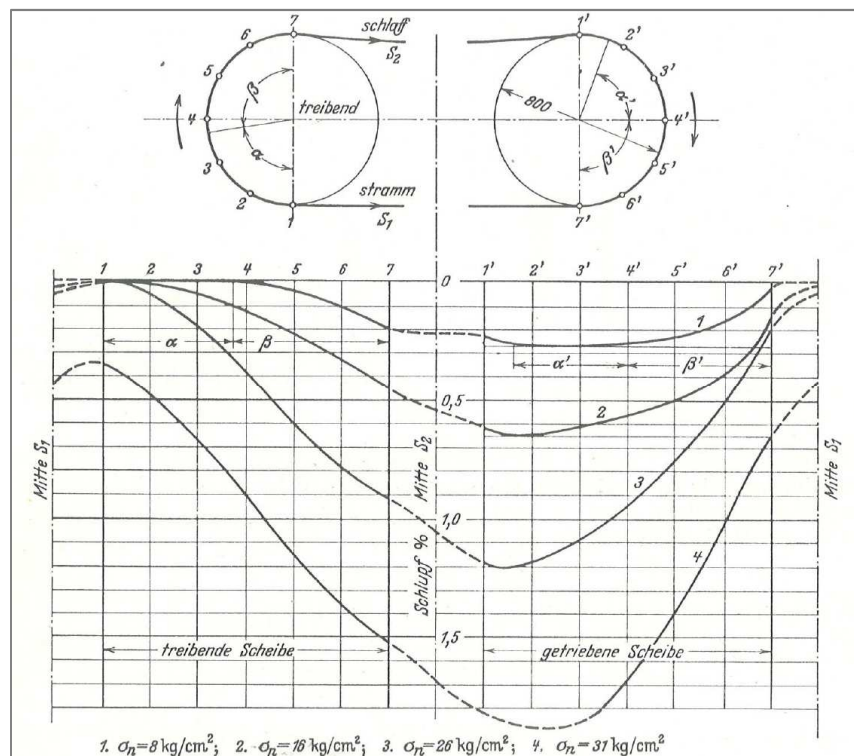


Abbildung 25: Dehnungsschlupf eines Lederriemens bei verschiedenen Nutzspannungen σ_n (nach Versuchen von Nowsky)

3.5.3 Spannungen über Pulley

Da die Dehnung durch das Vorspannen des Riemens gegeben ist, stellt sich die Spannung entsprechend ein. In der Zugschicht sind die Spannungen wegen der hohen Steifigkeit (grosses E-Modul in Zugrichtung) um ein Vielfaches grösser als in den Deckschichten.

Im Betrieb treten die grössten Spannungen in der ersten Hälfte des Umschlingungswinkels auf, und zwar an der aussenliegenden Fläche der Zugschicht (siehe Abbildung 27). Die Abbildungen dienen nur als qualitativer Vergleich, da eine fiktive Auflagedehnung vorherrscht.

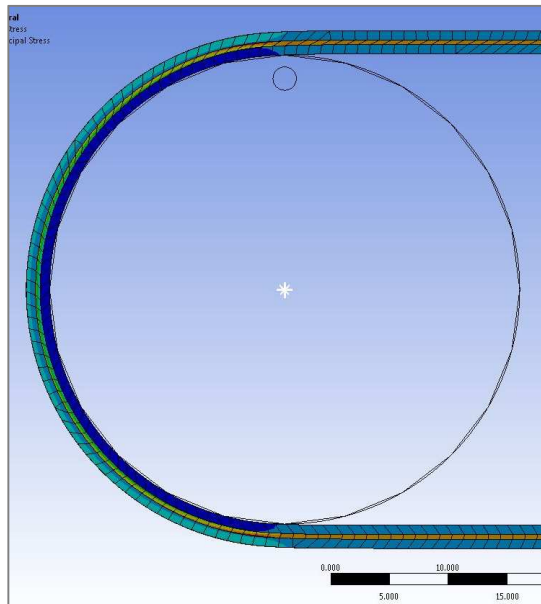


Abbildung 26: Spannungen im Stillstand

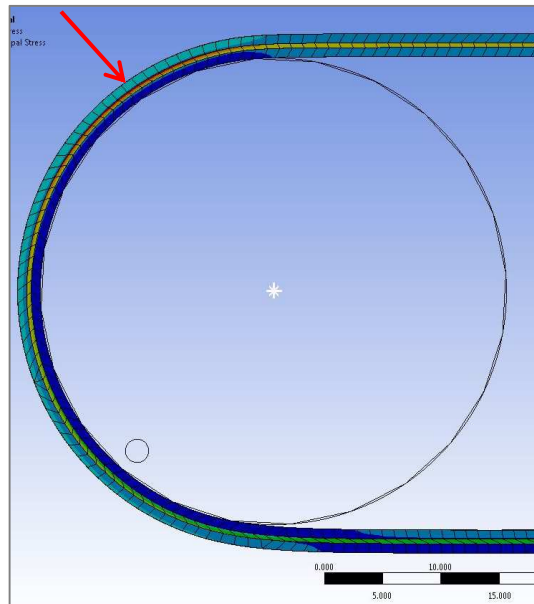


Abbildung 27: Spannungen im Betrieb

3.6 Vergleich der Energieverlustanteile

Der Schlupfverlust kann aus der Simulation über die Drehzahlen von Antrieb und Abtrieb herausgelesen werden.

Tabelle 5: Schlupfverlust

Simulation (Drehzahl)			Simulation (Trumkräfte)			Handrechnung (Excel-Tool)		
Antrieb	25	rad/s	Vorspannkraft	27.35	N	E-Modul	1400	MPa
Abtrieb	24.945	rad/s	Kraft aus Antriebsmoment	9.3	N	mech. Verlustfaktor	0.2	[-]
Schlupfverlust	0.22	%	Lasttrum	32	N	Querschnitt	3	mm ²
			Leertrum	22.7	N	Geschwindigkeit	0.5	m/s
Verlustleistung: Pv = 0.010 Watt						Verlustleistung: Pv = 0.0164 Watt		

Die mit dem Excel-Tool berechnete Verlustleistung ist um ca. 60% grösser als jene aus der Simulation. Es ist dennoch erfreulich, dass die Werte in derselben Grössenordnung liegen.

Der Wechselbiegeverlust kann aus der Simulation über das vorherrschende Moment am Antrieb bestimmt werden, da der Abtrieb reibungsfrei definiert wurde. Der Zusammenhang lautet:

$$P_{V,Biegung} = \frac{M_{Antrieb} [Nmm]}{1000} * n [sec^{-1}] \quad \text{Formel 26}$$

Tabelle 6: Verlustleistung (Vergleich Simulation/Excel)

Simulation			Handrechnung (Excel-Tool)
Antriebsmoment	186	Nmm	Berechnung des Biegeverlusts erfolgte schichtweise mit dem Excel-Tool
Drehzahl	3.98	1/sec	
Verlustleistung $P_v = 0.74$ Watt			Verlustleistung $P_v = 0.92$ Watt

Auch bei diesem Verlustterm sind Simulation und Handrechnung in derselben Grössenordnung, die Handrechnung ist hier um ca. 25 % grösser. Die von Hand errechneten Verlustleistungen wurden bereits mit dem **Schwingungsform-Faktor für eine Rechteckfunktion ($c_F = 1.59$)** multipliziert.

Der Vergleich der Wechselbiegeverluste bei 2 und 4 Rollen lieferte ein ernüchterndes Resultat; der Verlust bei zwei Pulleys war sogar grösser als jener bei vier Pulleys.

$$2 \text{ Pulleys: } P_{V,Biegung,2} = 5.08 \text{ Watt}$$

$$4 \text{ Pulleys: } P_{V,Biegung,4} = 4.58 \text{ Watt}$$

Eine mögliche Erklärung für dieses Ergebnis liefert die Betrachtung der Wellenbelastung. Bei der Variante mit zwei Pulleys ist diese nämlich um ca. 12 % grösser, da in der Simulation die Vorspannung über eine definierte Verschiebung erreicht wurde. Die Verlustleistung bei der Variante mit zwei Pulleys ist ebenfalls um diesen Anteil grösser. Auf eine weitere Simulation mit kraftgesteuerter Belastung wurde aus Zeitgründen verzichtet.

3.7 Optimierung und Empfehlungen

Dieses Kapitel fasst die wichtigsten Erkenntnisse zusammen und gibt Empfehlungen für die Auslegung effizienterer Flachriemen. Die Optimierung kann dabei von verschiedenen Gesichtspunkten aus geschehen:

1. **Material** (E-Modul, mech. Verlustfaktor, Glasübergangstemperatur, ...)
2. **Geometrie** (Riemendicke, Umschlingungswinkel, Pulleydurchmesser, ...)
3. **Belastungen** (Vorspannung, Auflagedehnung, Geschwindigkeit, ...)

E-Modul

Generell sollte für die Zugschicht ein Material mit hohem E-Modul verwendet werden, da der Dehnungsunterschied im Zug-Verlustanteil quadriert vorkommt, das E-Modul hingegen nur in der ersten Potenz in die Berechnung einfließt (vgl. Ansatz für $P_{v,Zug}$).

In den Randschichten sollte das Verlustmodul möglichst gering sein, um den Wechselbiegeverlust zu minimieren. Begründung: Die Biegedehnung ist durch einen rein geometrischen Zusammenhang bestimmt und kann nur durch den Pulleydurchmesser beeinflusst werden, es empfiehlt sich daher, Pulleys mit möglichst grossem Durchmesser einzusetzen.

Mechanischer Verlustfaktor

Folgende Abbildungen zeigen den Verlauf von Speicher- bzw. Verlustmodul (E' bzw. E'') und mechanischen Verlustfaktor $\tan(\delta)$ für das Elastomer Jerry A5585C und das thermoplastische Elastomer Jerry E40-S3. Beide Materialien werden zurzeit in Verbundriemen von Ammeraal Beltech für die Deckschichten oder als Übergang zwischen Zug- und Deckschicht eingesetzt.

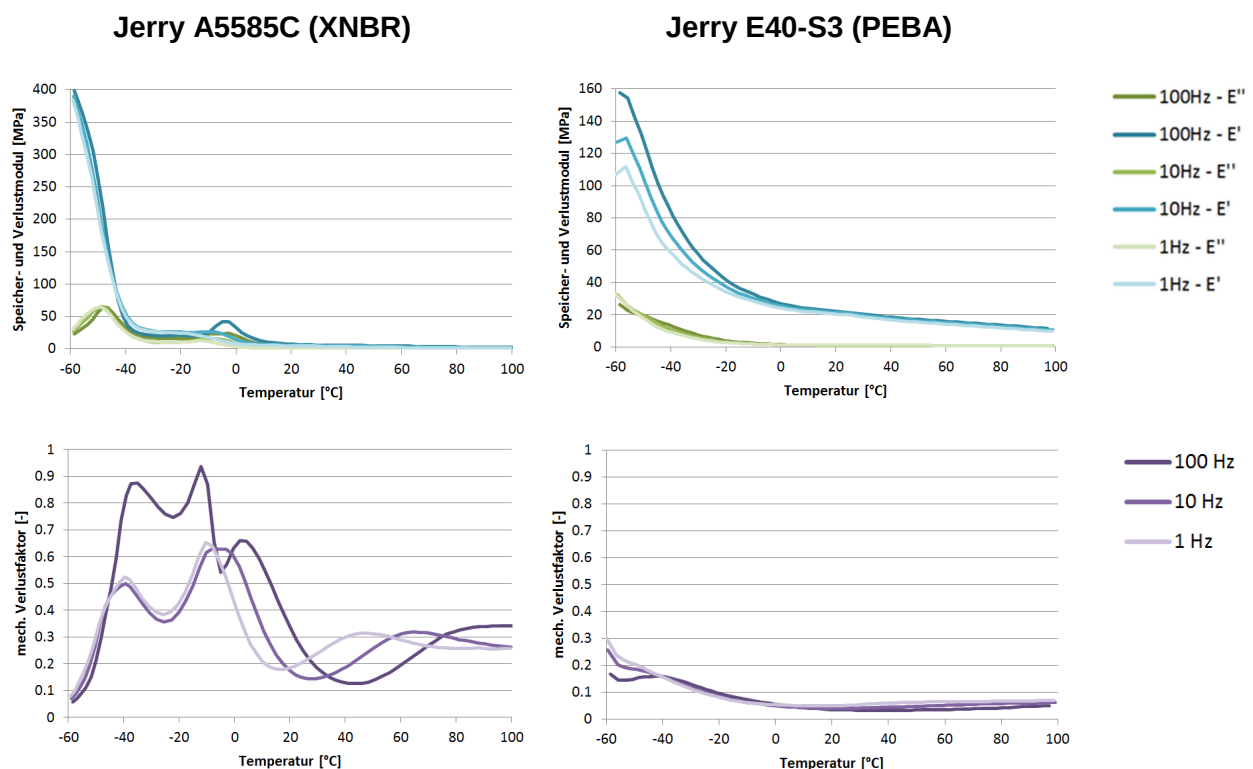


Abbildung 28: Moduln und Verlustfaktor verschiedener Riemen

Der mechanische Verlustfaktor der XNBR-Probe ist zwar grösser als jener von PEBA. Betrachtet man aber die absoluten Werte des Verlustmoduls, zeigt sich, dass jenes der PEBA-Probe im Gebrauchsbereich (20-60°C) etwa doppelt so gross ist. Es sollte also möglichst wenig PEBA verwendet werden und dieses sollte so nah wie möglich an der Zugschicht sein.

Schichtaufbau

Die Verluste durch Wechselbiegung steigen mit zunehmendem Abstand von der neutralen Faser exponentiell an. Untenstehende Grafik zeigt den Verlauf der Verlustleistung in Abhängigkeit des Abstandes zur Zugschicht ($z=0$) für einen 1mm breiten Riemen bestehend aus 10 identischen Einzelschichten mit je 0.1mm Dicke:

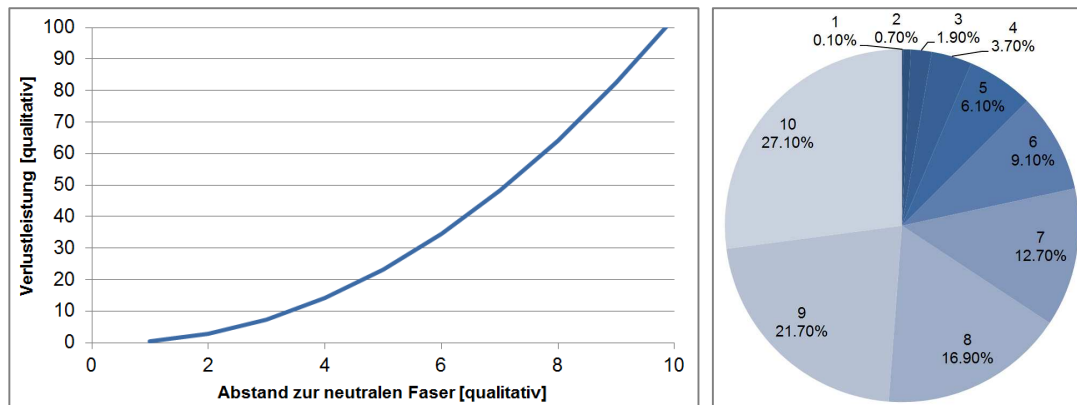


Abbildung 29: Qualitativer Verlauf der Biege-Verlustleistung (links), Verlustanteile je Schicht (rechts)

Der Riemen sollte daher **lieber dünn und breit anstatt dick und schmal** sein und das Material der Deckschichten sollte ein kleines Verlustmodul aufweisen.

Pulleydurchmesser

Wie bereits beschrieben sollte der Pulleydurchmesser möglichst gross sein. Da die Anlagen im Normalfall bereits bestehen, lässt sich dieser Parameter in der Praxis nicht ändern.

Umschlingungswinkel

Am Antrieb sollte dieser möglichst gross sein, um eine hohe Nutzkraft übertragen zu können. Ebenfalls gross sollte der Haftreibungskoeffizient zwischen Pulley und Riemen sein.

Am Abtrieb sind eher kleine Umschlingungswinkel anzustreben, um die Wellenbelastung zu reduzieren.

Vorspannkraft

Die Vorspannung sollten **so gering wie möglich** gewählt werden um die Lagerverlustleistung zu reduzieren, aber **so gross wie nötig**, damit Haftreibung bzw. Anpressdruck ausreichend ist **oder** der Riemen im Leertrum nicht durchhängt.

Auflagedehnung

Diese spielt grundsätzlich keine Rolle. Durch die Empfehlung, Materialien mit grossem E-Modul als Zugträger zu verwenden und die Vorspannung möglichst gering zu wählen, resultiert eine kleine Auflagedehnung. Je nach Anwendungsfall kann aber auch ein weicher Riemen mit grosser Auflagedehnung verwendet werden (z.B. bei stossartiger Belastung).

Riemengeschwindigkeit

Diese ist meistens vorgegeben und kann nicht variiert werden. Bei tiefen Riemengeschwindigkeiten dominieren die Einflüsse von **Lagerreibung, Wechselbiegung und Dehnschlupf**. Bei hohen Geschwindigkeiten kommen noch **Fliehkräfte, Schwingungen und Luftwiderstand** als Verlustterme hinzu. Die betrachteten Verlustterme steigen linear zur Geschwindigkeit.

Wechselbiegefrequenz

Diese hängt ab von der Anzahl Pulleys und der Riemengeschwindigkeit und kann nicht beeinflusst werden, da diese beiden Parameter gegeben sind. Sofern die Konstruktion der Anlage noch bevorsteht, sollten **lieber wenige Pulleys und ein kleiner Umschlingungswinkel** (reduzieren der Wellenbelastung) geplant werden, **als viele Pulleys mit grossem Umschlingungswinkel**.

Fazit zum Berechnungstool:

Die bisherigen Versuche mit dem Berechnungstool haben gezeigt, dass die Verlustterme durch die **Lagerbelastung** und die **Wechselbiegung** dominieren. Dies gilt vor allem für Systeme mit vielen Abtriebspulleys in denen der Riemen als Transporteinheit fungiert. Wird der Riemen zur Kraftübertragung zwischen einem Antrieb und einem oder mehreren Abtriebe verwendet, kann auch der Einfluss des **Dehnschlupfs** von Bedeutung werden.

3.8 Vorschläge für das weitere Vorgehen

Es sollten weitere DMA-Analysen durchgeführt werden, um eine Datenbank mit den entsprechenden Werten aufzubauen. Ist der mechanische Verlustfaktor eines Materials nicht bekannt, können auch keine Aussagen über die inneren Energieverlustanteile gemacht werden. Dabei ist der Untersuchung der Deckschicht-Materialien Vorrang zu gewähren, da dort die grössten Dehnungsänderungen auftreten.

Anschliessend sollten an der realen Anlage Messkurven zur Lagerverlustleistung in Abhängigkeit der Wellenbelastung erstellt werden, da die im Berechnungsprogramm verwendete Berechnung nur eine grobe Abschätzung des Reibmoments ist. Ist die Verlustleistung eines Lagers in Abhängigkeit der Wellenbelastung bekannt, können die restlichen Verlustterme quantitativ genauer ermittelt werden.

4 Aufbau des Prüfstandes

4.1 Einleitung

Der Prüfstand baut auf dem bisherigen Prinzip von Ammeraal Beltechs bestehendem Riemenmörder (Abbildung 30) auf, der Wechselbiegung. Um die Lebensdauer von Riemen zu verlängern und gleichzeitig deren Energieverbrauch zu minimieren, sollen folgende Parameter auf dem Prüfstand erfasst werden:

- Einstellen einer definierten Vorspannung die während des Versuches überwacht und geregelt wird (Linearmotor, Kraftmessdose)
- Erfassen der Riemenoberflächentemperatur (Wärmebildkamera)
- Messung des Energieverbrauchs (Software)
- Messung der Antriebsdrehzahl (Software)
- Reproduzierbare Umgebungsbedingungen (Klimageräte)
- Überwachung der Lagertemperatur durch Druckluftkühlung (Sicherheit, Berechnung der Verlustleistung „Lagerung“ möglich)

Die Spezifikationen des Riemenmörders mussten mehrmals angepasst werden, da die ursprünglichen Angaben nur mit sehr grossem Aufwand erreicht werden (Engineering + Komponenten). Von einer anfänglichen Riemengeschwindigkeit über 90m/s sind realistische Riemengeschwindigkeiten bis zu 15m/s (Formel 27) mit dem neuentwickelten Prüfstand möglich. Diese Reduktion wurde aufgrund nicht vorhandener Lagertechnik und Sensoren (hohe Sensorkosten, hohe Kosten für Engineering Lagertechnik sowie Hochleistungsmotor) in Kauf genommen.

Die Validierung der theoretischen Berechnung der Verlustleistung des Riemens (siehe Kapitel 3) kann mit diesem Prüfstand erfolgen um den gewünschten Nutzen „die Reduzierung des Energieverbrauchs von Flachriemen“ zu realisieren.

4.2 Konzept

4.2.1 Bestehende Anlagen

Ammeraal Beltech verfügt über einen 35 Jahre alten Prüfstand („Riemenmörder“), um Riemen für Spindeltriebe zu testen. Das bisherige Testverfahren basiert auf der Wechselbiegung und beschränkt sich auf einfache Signalerfassung der Vorspannkraft. Die momentane Vorspannung wird über einen nicht genau einstellbaren Hebelmechanismus aufgebracht. Folgende Abbildung zeigt die Anordnung von Antriebs- und Umlenkpulleys:

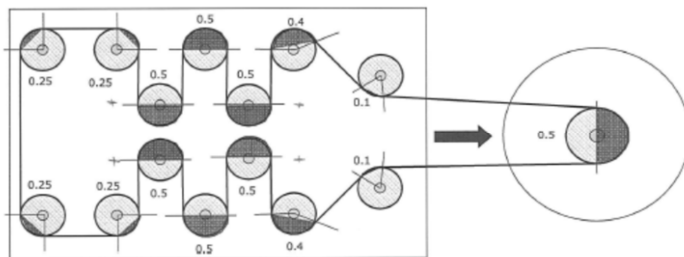


Abbildung 30: Layout alter Riemenmörder Ammeraal Beltech

4.2.2 Neu konzipierte Anlage

Die neu konzipierte Anlage (Abbildung 31) basiert teilweise von der Anordnung her auf der alten Versuchsanlage von Ammeraal Beltech (Abbildung 30), weist aber bedeutend mehr elektronische Komponenten zur Überwachung und Messprotokollierung auf:

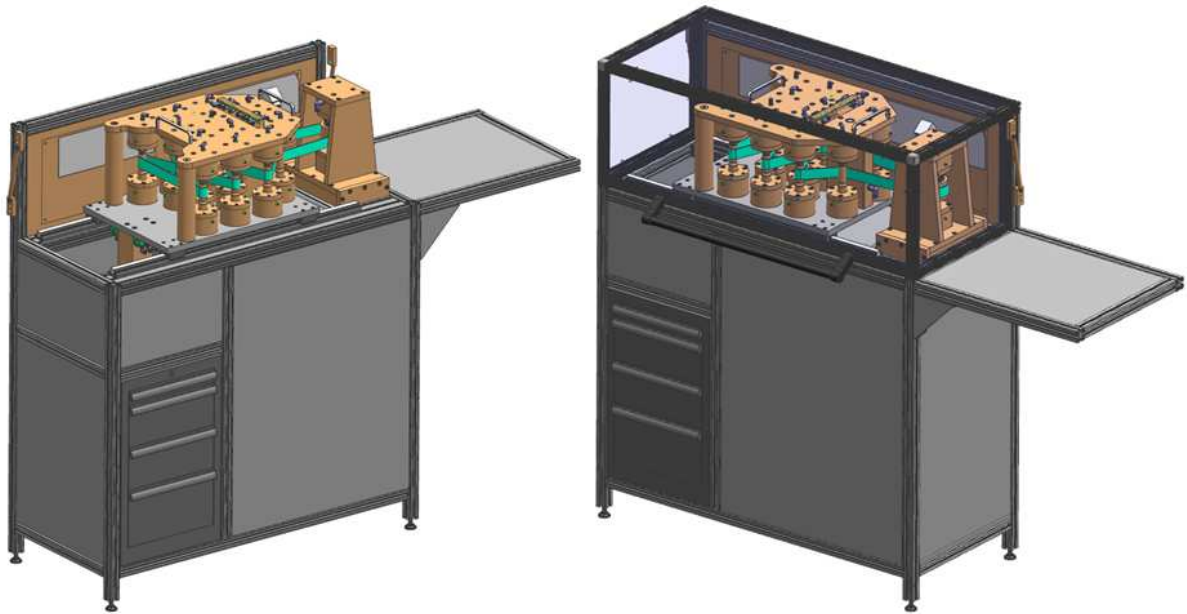
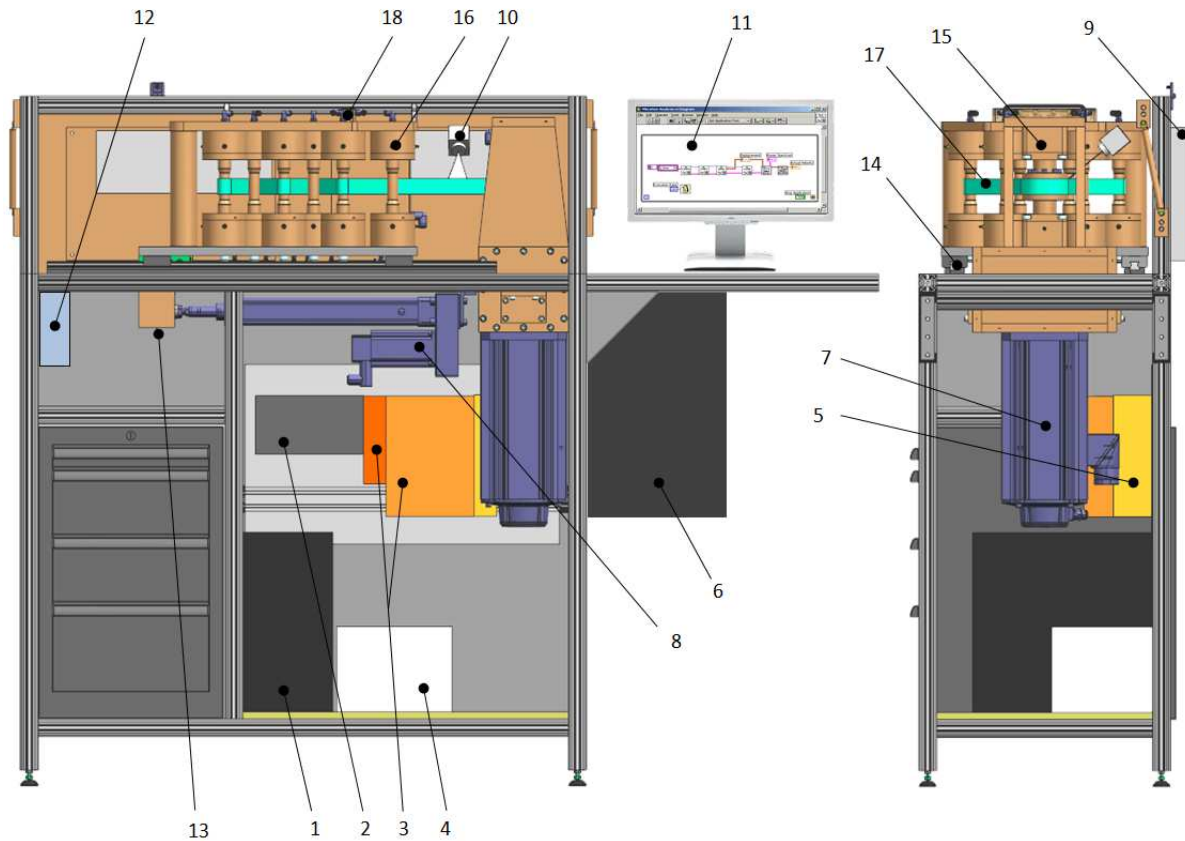


Abbildung 31: Riemenmörder ohne Haube (rechts) und mit Haube (links)

Tabelle 7: Übersicht verbauter Komponenten des Prüfstandes



1	PC	7	Antriebsmotor	13	Kraftsensor
2	AC/DC-Wandler	8	Linearmotor	14	Linearführung
3	Indradrive BoschRexroth	9	Kühlaggregat	15	Antriebslagerung
4	National Instrument PXI	10	Wärmebildkamera	16	Umlenkklagerung
5	Stromnetzfilter	11	Display für Bedienung	17	Testriemen
6	Stromverteiler	12	Druckluftsteuerungs- / Regelungskomponenten	18	Druckluftkühlung

Erklärung des Konzeptes: Die Hauptkomponenten des Prüfstands bestehen aus einem auf Kugelumlauf Führungen gelagerten Plattenlayout mit 12 Umlenkklagerungen (16) für die Simulation des gesamten Lebenszyklus durch Wechselbiegungen eines Riemens. Die Anzahl der Umlenkpunkte kann durch das Layout variiert werden. Über die Linearführung (14) mithilfe des Linearmotors (8) kann der aufgespannte Riemen (17) vorgespannt werden. Das Ganze wird mittels Kraftsensor (13) vor dem Linearmotor (8) gemessen. Die Antriebsdrehzahl wird vom Antriebsmotor (7) direkt via Kupplung auf die Antriebslagerung (15) übertragen. Um die durch die Reibung entstehende Wärme in den Lagerungen kontrolliert abzuführen, ist eine Druckluftkühlung (18) vorhanden. Dadurch kann die Lebensdauer der Lager, welche in der Antriebs- und Umlenkklagerung verbaut sind, gewährleistet werden. Damit die Prüfungen bei verschiedenen Betriebsbedingungen durchgeführt werden kann, umschließt eine Klimakammer mit regulierbaren Klimageräten (9) den gesamten Versuchsaufbau. Über die vorhandene IR-Kamera (10) können insgesamt drei Referenzpunkte und deren Temperaturverhalten erfasst werden.

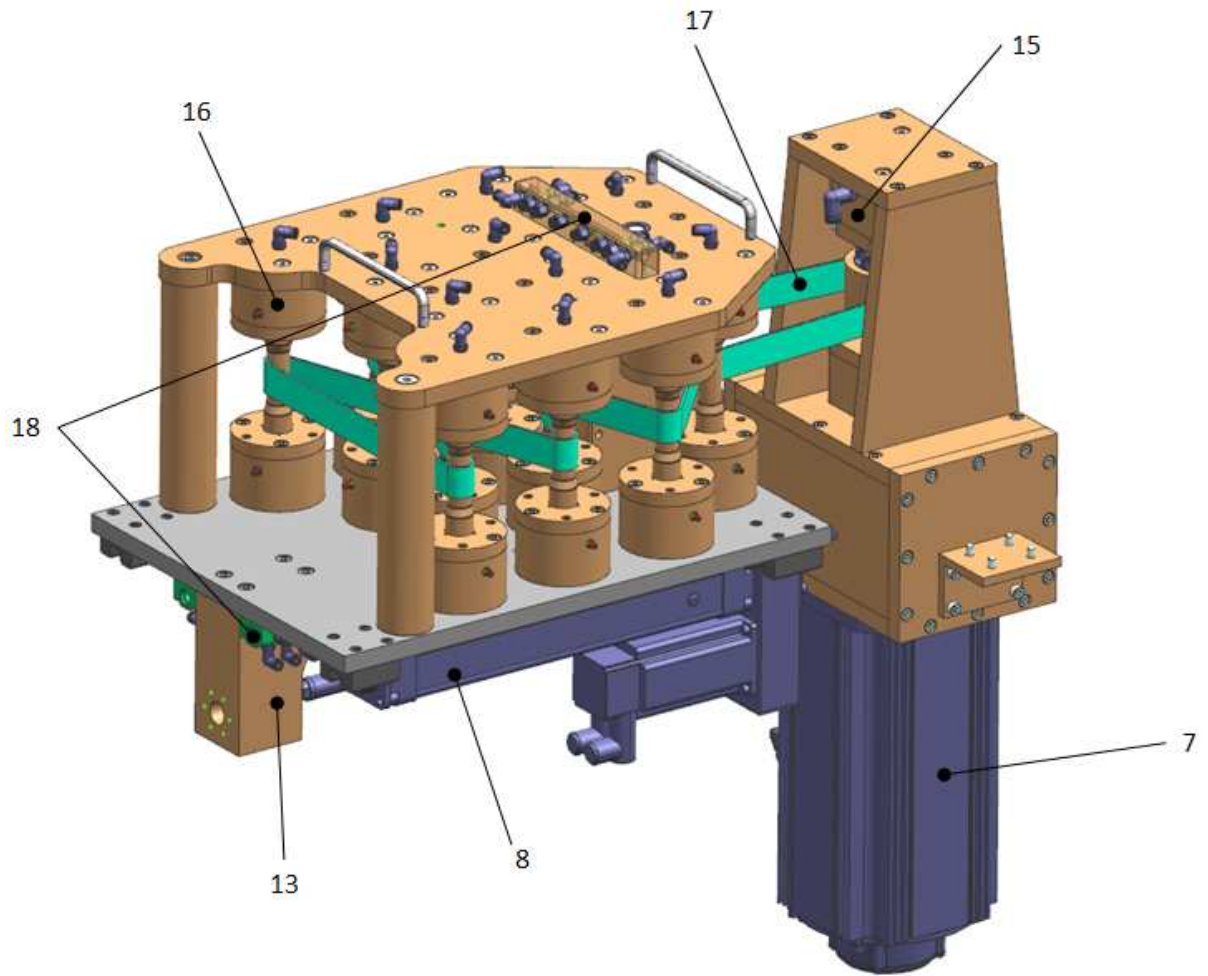


Abbildung 32: Hauptkomponenten Riemenprüfstand

4.3 Konstruktion

4.3.1 Plattenlayout

Das Plattenlayout (Abbildung 33) basiert auf dem Prinzip auf der Anordnung des alten Prüfstandes von Ammeraal Beltech. Es wurde wie bisher ein Prüfstand für Wechselbiegung konstruiert. Mit insgesamt 12 Umlenkklagerungen und einem Antriebslager kann der Riemen während eines gesamten Testdurchlaufes mit bis zu 2 Mio. Biegewechsel belastet werden. Dadurch kann ein realer Einsatz simuliert werden.

Es können sämtliche Riemen aus dem Sortiment von Ammeraal Beltech geprüft werden. Die Anzahl Umlenkpulleys können dabei variiert werden. Es ist aufgrund der Konstruktion zu empfehlen, dass immer eine gerade Anzahl Umlenkpulleys platziert wird. Durch die Variation des Pulleydurchmessers (Kapitel 4.3.2) und die Umschlingungsart kann der Umschlingungswinkel variiert werden.

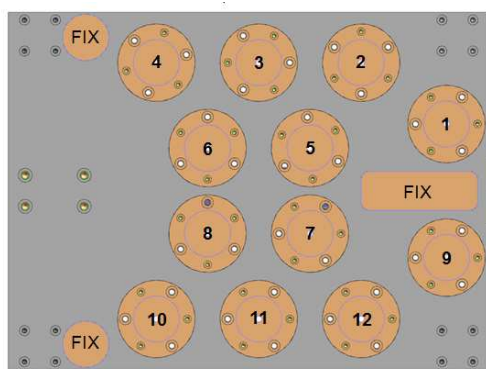


Abbildung 33: Plattenlayout

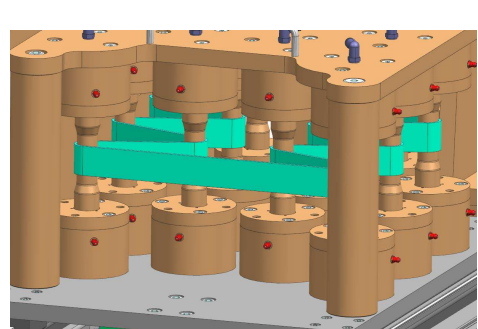


Abbildung 34: Beispiel Riemenumschlingung

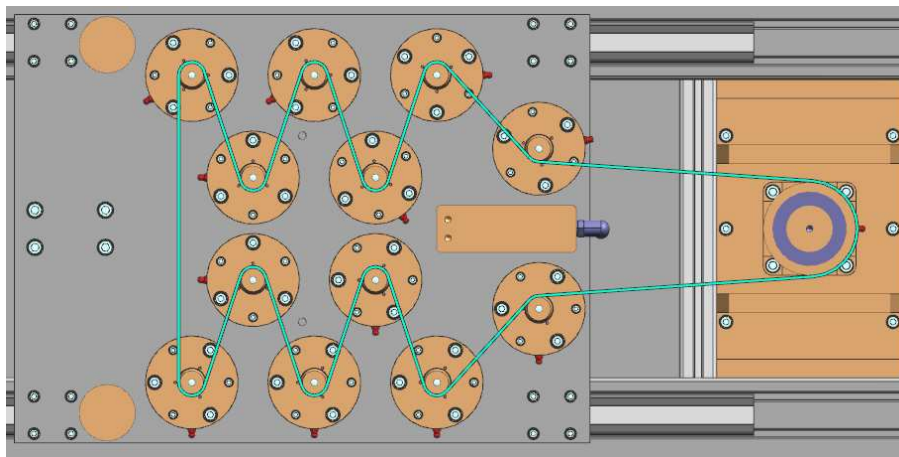


Abbildung 35: Plattenlayout mit 12 Umlenk. ø25mm inkl. Flachriemen, Antriebspulley ø100mm

4.3.2 Pulleykonfiguration

Als Pulleykonfiguration wird in diesem Bericht die Zusammenstellung zwischen Antriebs- und Abtriebsdurchmesser verstanden.

In Rücksprache mit dem Industriepartner wurde für den Antrieb eine Pulleygrösse von $\varnothing 100\text{mm}$ festgelegt. Die Umlenk- resp. Abtriebspulleys gibt es in vier Abstufungen 25mm, 30mm, 40mm und 60mm. Dadurch lässt sich nicht nur den Umschlingungswinkel ändern, sondern auch die Solldrehzahl am Abtrieb (Tabelle 8). Um die Umlenkpulleys zu wechseln wird die gesamte Umlenkklagerung ausgetauscht. Folgende Abbildung zeigen die verschiedenen Abstufungen der Abtriebspulleys als Umlenkklagerung.

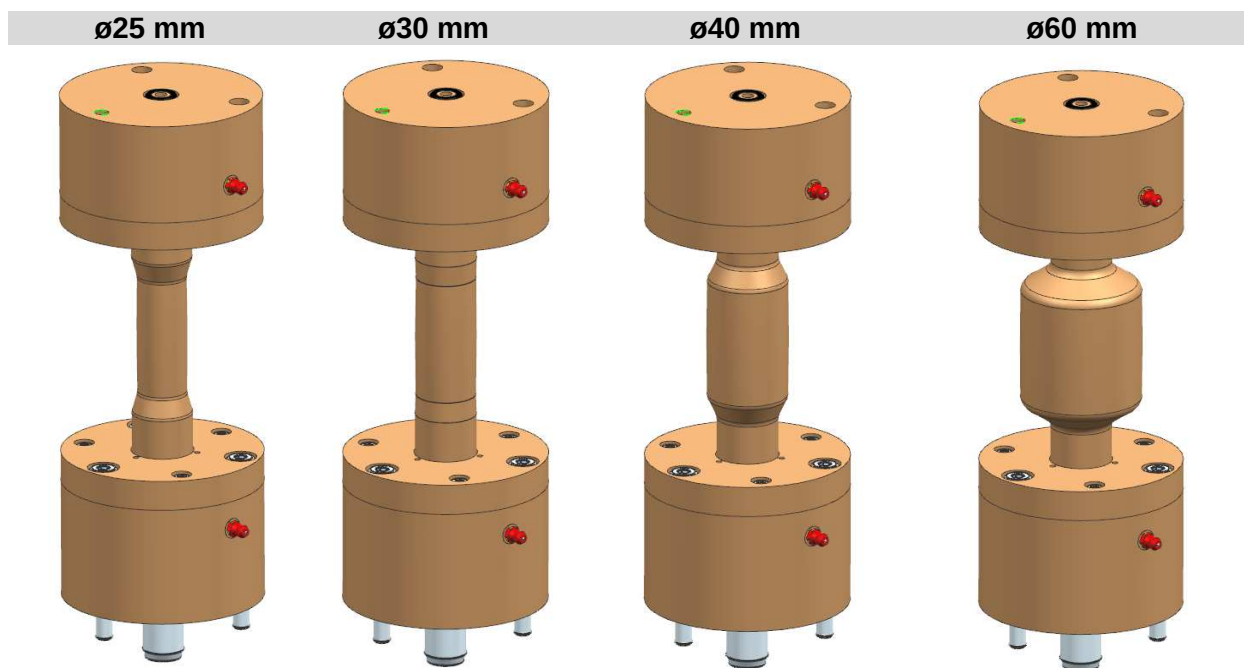


Abbildung 36: verschiedene Pulleys für Umlenkklagerung

Während der Antriebspulley konstant bleibt, kann der Umlenkpulley des Umlenkaglers ändern. Die maximale Riemengeschwindigkeit lässt sich aus der Pulleykonfiguration und der Drehzahl des Motors berechnen.

Die max. Drehzahl des Umlenkaglers wurde im Verlaufe des Projektes auf 6500U/min festgelegt. Diese Drehzahl berücksichtigt optimale Lebensdauer bei maximaler Vorspannkraft (5kN). Laut Hersteller SKF ist bei optimalen Bedingungen auch die Referenzdrehzahl (siehe Tabelle 10) zulässig.

Als Beispiel: Der Antriebsmotor erlaubt ohne Wasserkühlung eine max. Drehzahl von 2800U/min. Daraus ergibt sich bei der grössten Pulleykonfiguration eine niedrigere Drehzahl am Abtrieb als vorgeschlagen ($<6500\text{U/min}$). Diese minimiert Verschleiss und erhöht die Lebensdauer.

Je nach Konfiguration der Pulleys und Antriebsdrehzahl ergeben sich folgende Abtriebsdrehzahlen bei gleicher Riemengeschwindigkeit:

Tabelle 8: Abtriebsdrehzahl in Abhängigkeit zur Pulleykonfiguration

Antrieb / Umlenk-pulley	Drehzahl Abtrieb n_U [U/min]	Drehzahl Antrieb [U/min]	Riemengeschwindigkeit v [m/s]
100/25	11200	2800	14.65
100/30	9333	2800	14.65
100/40	7000	2800	14.65
100/60	4666	2800	14.65

Beispiel: Berechnung der max. möglichen Riemengeschwindigkeit 100/60:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_u}{60} = \frac{2\pi \cdot 4666}{60} = 488.62 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Formel 27

$$\underline{\underline{v_{r60}}} = \omega \cdot r_{60} = 488.62 \cdot 0.03 = \underline{\underline{14.65 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}}$$

Aus der Berechnung ist ersichtlich, dass mit der Anlage eine maximale Riemengeschwindigkeit von rund 15m/s zu realisieren ist.

4.4 Auswahl der Komponenten

Für den Riemenmörder werden verschiedene Hardwarekomponenten benötigt. Nebst den elektrischen für den Antrieb und die Signalverarbeitung werden auch mechanische Komponenten wie Lagerung und Führungen eingebaut. Die Steuerung und Datenerfassung wird über LabVIEW Virtual Instrument realisiert.

Die Auslegung der mechanischen Komponenten gestaltete sich mit der Lagerkonstruktion weit aus komplizierter als erwartet. Durch praktische Tests am Institut wurde eine Fettschmierung mit Druckluftkühlung als ausreichend empfunden weitere Angaben dazu im Kapitel 4.5.

4.4.1 Elektronische Hardware

Die elektronische Hardware wird allesamt über die Software LabView angesteuert. Die Signalverarbeitung erfolgt über den Computer. Alle notwendigen Messparameter können mithilfe der Exportfunktion Excel-Sheet-Data ausgelesen werden. Folgende relevante Elektronik ist im Prüfstand verbaut:

Tabelle 9: elektronische Hardware Komponenten

	Komponente	Einsatz	Technische Daten
7	Antriebsmotor Syn- chronmotor MSK100C- 0200-NN-S1-AP0-NNNN	Gewährleistet die Antriebs- drehzahl und gibt die Rie- mengeschwindigkeit ab- hängig von der Pulleykonfi- guration vor	max. Drehzahl 3500 U/min, max. Drehmoment 148 Nm erlaubte Drehzahl ohne Wasserkühlung 2800 U/min
8	Linearantrieb Elektrozy- linder EMC 50-20 R156030000, Steigung 5mm	Gewährleistet die Vorspan- nung des Riemens	max. Verfahrweg 320 mm, max. Belastung 5.8 kN
13	Zug-/Druck Kraftsensor Kistler Modell 108524	Misst die Vorspannkraft des Riemens	Kraftbereich des Sensors 0- 5kN mit 0.2% Abweichung
9	Klimageräte KG-2025 ecool	Gewährleistet eine konstan- te Umgebungstemperatur während der Prüfung	Temperaturbereich von 10- 50°C, max. Leistung pro Gerät 150-480W (total max. 960W)
10	Wärmebildkamera ther- moIMAGER TIM 160	Erfasst die Oberflächentem- peratur des Riemens und führt Hotspot-Messungen durch	Temperaturmessbereiche: -20°C - 100°C Umgebungstemperatur: 0°C-50°C
12	Druckregelventil VPPE- 3- 1/8 - 6- 010	Wird zur Regelung des Dru- ckes für die Druckluftküh- lung benötigt	Betriebsspannung 24V DC, Einsatz bei 0.02-10 bar
12	Durchflusssensor SFAB- 600U-WQ10-2SV-M12	Misst den Durchfluss	600l/min 0-6bar
12	Widerstandsthermometer DtransT100	Misst die Temperaturände- rung der Druckluftkühlung und detektiert allenfalls eine Störung der Lagerung.	Messbereich -50...+150°C

Als Überblick über die elektronische Hardware dient ein Schema in Abbildung 37, welches die Ansteuerung der einzelnen Signalgeber/-regler mit LabVIEW zeigt:

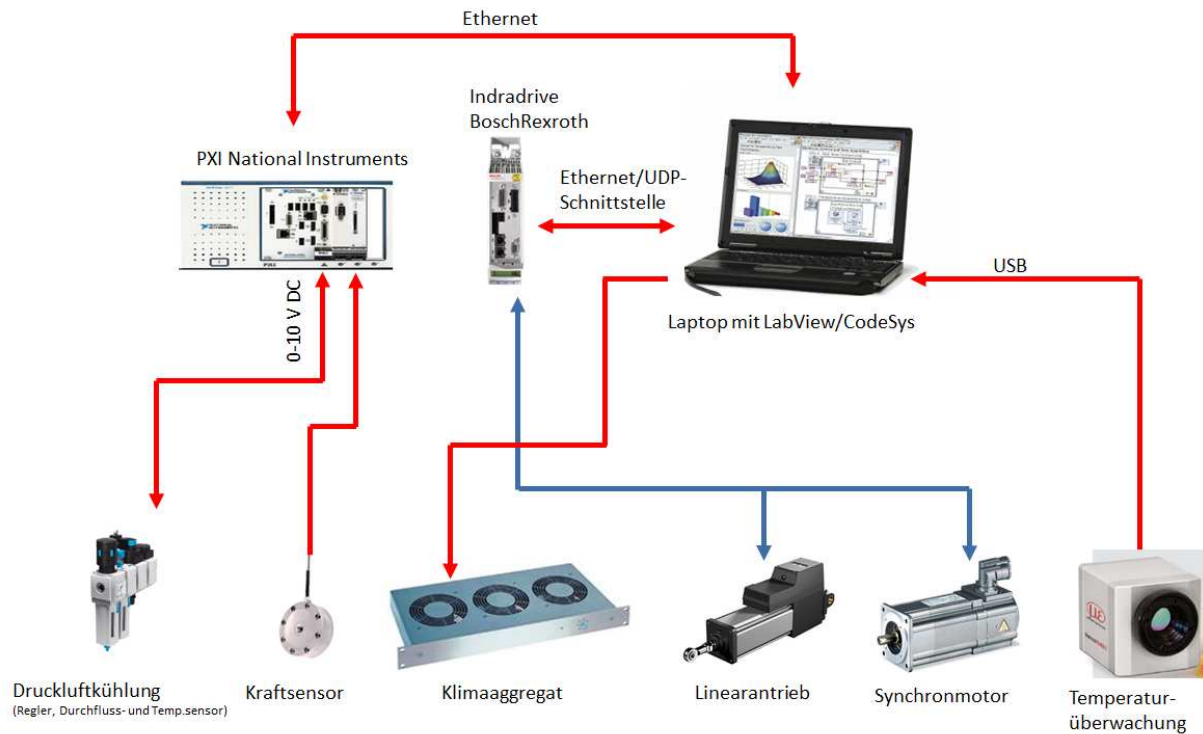


Abbildung 37: Signalverarbeitung des Riemenmörders

4.4.2 Mechanische Komponenten

Die mechanischen Komponenten bestehen hauptsächlich aus Normteilen und Bauteilen aus der Einzelanfertigung. Die Umlenklagerungen sowie die Antriebslagerung bestehen aus Pendelrollenlagern, die für diesen Anwendungsfall prädestiniert sind. Sie können hohe radiale Lagerkräfte aufnehmen und gewährleisten dabei eine hohe Lebensdauer mit der von SKF vorgeschlagenen Schmierung. Details zum Thema Lagerauslegung sind in Kapitel 4.5 „Lagerauslegung“ zu finden.

Tabelle 10: mechanische Hardware Komponenten

Komponente	Einsatz	Technische Daten
Pendelrollenlager 22205/20E (D52x20)	Wird bei der Umlenklagerung eingesetzt	Nominelle Lebensdauer 19'170h, bei Vorspannung Riemen 5kN, Drehzahl 6500U/min, Referenzdrehzahl 13000U/min
Pendelrollenlager 22208E (D80x40)	Wird bei der Antriebslagerung eingesetzt	Nominelle Lebensdauer 681'900h, bei Vorspannung Riemen 5kN, Drehzahl 3500U/min, Referenzdrehzahl 8000U/min
Linearführung	Gewährleistet Vorspannung des Riemens und lässt lineare Verschiebungen zu	Tragzahl 1000N pro Führungswagen, 4 Führungswagen vorhanden tot. 4000N, ohne Wegmesssystem

4.5 Lagerauslegung

Die Auslegung der Pulleylagerung hat sich als überaus komplex erwiesen. Aufgrund der extremen Kräfte war es notwendig, einen mehrstufigen Optimierungsprozess durchzuführen, um alle Anforderungen zu erfüllen.

4.5.1 Konstruktion der Lagerung

Durch die Neukonstruktion (Abbildung 39) der Lagerung, eine doppelseitig gelagerte Welle, konnte die Lagerkraft in radialer Richtung um Faktor fünf gegenüber der ursprünglich geplanten Lagerung reduziert werden. Dadurch fielen die hohen Mehrkosten einer Ölumlaufschmierung (ca. 20'000CHF) weg, die für die Kühlung der einseitig gelagerten Umlenkswelle (Abbildung 38) gedacht war. Anstatt dessen wurde die kostengünstigere Variante mit Fettschmierung gewählt.

$$F_{\text{Fixlager}} = \frac{5000\text{N} \cdot 80\text{mm}}{55\text{mm}} = 7273\text{ N}$$

$$F_{\text{Loslager}} = \frac{5000\text{N} \cdot 135\text{mm}}{55\text{mm}} = 12273\text{ N}$$

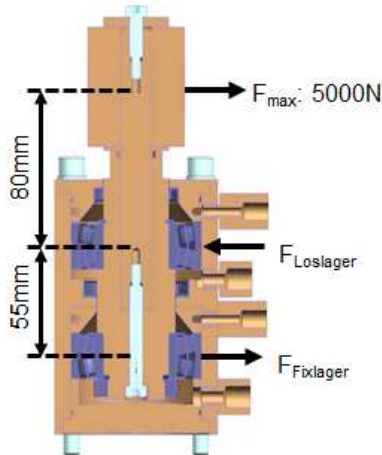


Abbildung 38: einseitig gelagerte Umlenkklagerung

$$F_{\text{Fixlager}} = F_{\text{Loslager}} = \frac{5000\text{N}}{2} = 2500\text{ N}$$

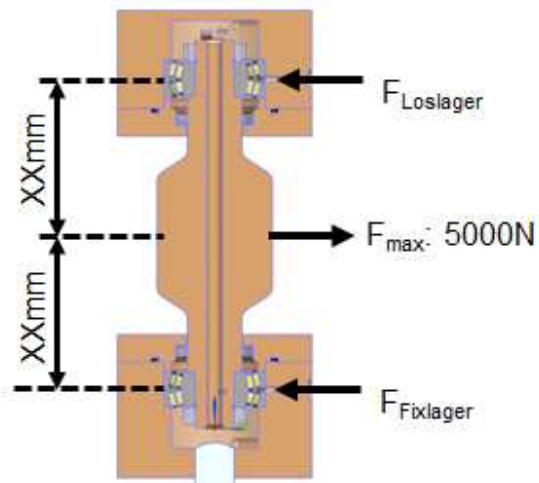


Abbildung 39: doppelseitig gelagerte Umlenkklagerung

Tabelle 11: Vergleich einseitig zu doppelseitiger Lagerung

Einseitig gelagerte Umlenkklagerung	
+	Lagererwärmung durch Kühlen des Öls regulierbar
+	Montage/Demontage des Riemens und der Pulleys einfach
+	Riemen wird durch Konstruktion kaum verdeckt
-	Konstruktion und Montage / Demontage der Lagereinheit aufwändig
-	Öl-Umlaufschmierung notwendig (teuer / Platzverhältnisse sehr knapp / Funktion nicht garantiert, da Durchflussmengen unbekannt und evtl. nicht erreichbar ist.)
-	Geringe Lebensdauer
-	Grosse Lagerdurchmesser & Kräfte → grosse Wärmeentwicklung

Doppelseitig gelagerte Umlenkklagerung	
+	Lagererwärmung durch Luftzirkulation regulierbar
+	Kleinere Lagerdurchmesser & Kräfte → Wärmeentwicklung geringer
+	Konstruktion und Montage/Demontage der Lagereinheit einfacher
+	Höhere Lebensdauer der Lager
+	Kostengünstigere Fettschmierung möglich
-	Montage/Demontage der Lagereinheiten auf Prüfstand aufwändig
-	Montage/Demontage des Riemens und der Pulleys aufwändiger
-	Riemen wird durch Konstruktion fast komplett verdeckt
-	Höhere Kosten für Kühlmedium (Druckluft teurer als Öl)

Die doppelseitige Konstruktion mit kleineren Lagerdurchmessern und niedrigerer Lagerkraft ist aufgrund der höheren Lebensdauer für diesen Anwendungsfall weiterentwickelt worden. Des Weiteren kann eine bedeutend günstigere Schmierung der Lagerung, um die Reibung und damit die Wärmeentwicklung zu reduzieren, verwendet werden.

Eine zusätzliche Kühlung neben der Fettschmierung ist notwendig und wurde anhand eines realen Testeinsatzes in Kapitel 4.5.3 experimentell ermittelt. Die Lagerberechnung zeigt in Kapitel 4.5.2, dass die Lebensdauer der Lagerung bei maximaler Belastung genügend hoch ist.

4.5.2 Berechnung Lagerlebensdauer

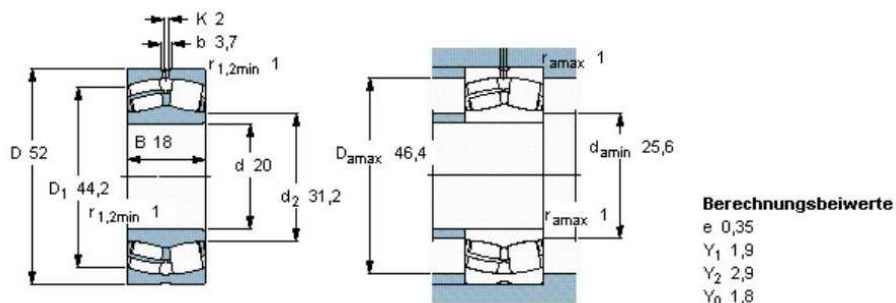
Die Lagerberechnung wurde mit der Berechnungssoftware **MDesign Version 14** durchgeführt. Mit analytischen Berechnungsmethoden kann überprüft werden, ob die ausgewählten Lager die geforderten 10'000 Betriebsstunden erreichen.

Sämtliche Berechnungen wurden bei mittleren Belastungen berechnet. Dies bedeutet für die Umlenkklagerung eine Vorspannkraft des Riemens von 5kN und eine Drehzahl von 6500U/min. Für die Antriebslagerung gilt 5kN Vorspannkraft und max. Drehzahl 3500U/min.

▪ Umlenkklagerung mit Pendelrollenlager 22205/20E

Tabelle 12: Lagerdaten 22205/20E:

Hauptabmessungen			Tragzahlen		Ermüdungsgrenzbelastung		Bezugsdrehzahlen		Gewicht	Bezeichnung
d	D	B	dynamisch C	statisch C ₀	P ₀		Referenzdrehzahl	Grenzdrehzahl		
mm			kN		kN		r/min		kg	
20	52	18	49	44	4,75		13000	17000	0,28	22205/20 E *



Anforderung an die Lagerung

Radialkraft F_r	2500 N
Axialkraft F_a	100 N
Drehzahl n	6500 1/min
Erf. Lebensdauer $L_{h\text{ erf}}$	10000 h
Erf. Zuverlässigkeit $Z_{u\text{ erf}}$	95 %
Erf. Sicherheit gegen stat. Belastungen $S_{0\text{ erf}}$	1.5

Schmiermittel

Schmierfett	LGMT2
Viskositätsklasse ISO VG bei 40°C	110 mm ² /s
Umgebungstemperatur t_U	30 °C

Resultate aus MDesign:

Nominelle Lebensdauer L_{10h} [h] 19'170

Erweiterte Lebensdauer L_{mmh} [h] 322'000

Bemerkung zur erweiterten Lebensdauer:

Die nominelle Lagerlebensdauer gibt nur selten die wirklich erreichbare Laufzeit von Lagern an. Um diese nicht zu unterschätzen werden Beiwerte die bei idealen Betriebsbedingungen (Schmierfilm frei von Verunreinigungen) gelten mit der Formel 29 als erweiterte Lebensdauer berechnet.

$$L_{mmh} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10h}$$

Formel 28

Folgende Beiwerte werden in MDesign zur Berechnung der erweiterten Lebensdauer verwendet:

- Ausfallwahrscheinlichkeit a_1 5% (im Normalfall wird mit 10% gerechnet)
- Sicherheit gegen statische Belastung 1.5, in a_{ISO} enthalten
- Kühlfaktor 1 (Abwärme des Lagerbocks kann frei zirkulieren), in a_{ISO} enthalten
- Verunreinigungsfaktor 1 (normale Bedingungen), in a_{ISO} enthalten

Resultate Schmierintervall SKF-Bearing Calculator:

Schmierintervall [h] 1280

Schmiermenge [g] 1.87

Die Lager der Umlenkklagerung 22205/20E halten den Belastungen stand. Die nominelle Lebensdauer übertrifft die geforderten 10'000h Betriebsstunden deutlich. Laut SKF-Bearing Calculator soll zur Erfüllung der Lebensdauer das Lager alle 1280h nachgefettet werden. Dies entspricht etwa fünf Dauertests à 10 Tagen. Die dabei benötigte Fettmenge beträgt ca. 2g bei vertikaler Anordnung des Lagers.

▪ Antriebslagerung mit Pendelrollenlager 22208E

Tabelle 13: Lagerdaten 22208E:

Hauptabmessungen			Tragzahlen		Ermüdungsgrenzbelastung		Bezugsdrehzahlen		Gewicht	Bezeichnung
d	D	B	dynamisch C	statisch C ₀	P _u		Referenzdrehzahl	Grenzdrehzahl		* SKF Explorer Lager
mm			kN		kN		r/min		kg	-
40	80	23	96,5	90	9,8		8000	11000	0,53	22208 E *

Berechnungsbeiwerte
 e 0,28
 Y_1 2,4
 Y_2 3,6
 Y_0 2,5

Anforderung an die Lagerung

Radialkraft F_r	2500 N
Axialkraft F_a	100 N
Drehzahl n	3500 1/min
Erf. Lebensdauer $L_{h\text{ erf}}$	10000 h
Erf. Zuverlässigkeit $Z_{u\text{ erf}}$	95 %
Erf. Sicherheit gegen stat. Belastung $S_{0\text{ erf}}$	1.5

Schmiermittel

Schmierfett	LGMT2
Viskositätsklasse ISO VG bei 40°C	110 mm ² /s
Umgebungstemperatur t_U	30 °C

Resultate aus MDesign:

Nominelle Lebensdauer [h] 296'726

Bemerkung:

Die Lagertemperatur, die Schmiermittelauswahl und die Reinheit im Lager wurden bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt, da die nominelle Lebensdauer die angestrebten 10'000h deutlich überschreitet.

Resultate Schmierintervall SKF-Bearing Calculator:

Schmierintervall [h]	1870
Schmiermenge [g]	3.68

Die Lager der Antriebslagerung 22208 halten den Belastungen stand. Die nominelle Lebensdauer übertrifft die geforderten 10'000h Betriebsstunden bei weitem. Laut SKF-Bearing Calculator soll zur Erfüllung der Lebensdauer das Lager alle 1870h nachgefettet werden. Dies entspricht etwas mehr als sieben Dauertests à 10 Tagen. Die dabei benötigte Fettmenge beträgt ca. 4g bei vertikaler Anordnung des Lagers.

Fazit

Die Lebensdauer beider Lager liegt bei mittleren Belastungen (6500U/min, 2.5kN) deutlich über den angestrebten 10'000h Betriebsstunden. Dies entspricht dem häufigsten auftretenden Belastungsfall. Die maximal auftretende Drehzahl des Prüfstandes beträgt 11400U/min (Tabelle 8), ist aber aufgrund der erlaubten Grenzdrehzahl des ausgelegten Lagers aus dem SKF-Datenblatt (13'000U/min) bzgl. Festigkeit und Tragfähigkeit auch in diesem Falle nicht problematisch.

Dennoch ist längerfristig zu empfehlen, sofern der Umschlingungswinkel für die Messung nicht relevant ist, Messungen bei maximaler Umfangsgeschwindigkeit (15m/s) mit grossen Abtriebspulleys durchzuführen. Damit können die Drehzahlen am Abtrieb niedriger gehalten werden und Verschleiss gesenkt und Lagerlebensdauer erhöht werden.

4.5.3 Versuchsaufbau effektive Lagererwärmung

Um die effektive Wärmentwicklung bei maximaler Belastung der Lagerung herauszufinden, wurde ein Versuchsaufbau wie in Abbildung 40 aufgebaut. Dabei wurde der Antrieb mit einer Fräsmaschine realisiert. Die Lage des Riemens als auch der Lagerung (vertikal statt horizontal) entspricht nicht dem Prüfstand, hat aber für die Ermittlung der effektiven Lagererwärmung nur einen geringen Einfluss.

Aus Vorversuchen weiss man, dass die Temperatur an der Umlenkswelle ohne Druckluftkühlung bereits nach 10 min bis auf 80°C ansteigt. Dies führte schlussendlich zu Beschädigungen der Verbindungsstelle des Riemens. Deshalb ist eine Druckluftkühlung unumgänglich. Es gelten folgende Prüfbedingungen für den Dauertest:

Tabelle 14: Versuchsaufbau

Testbedingungen

Drehzahl Antrieb [U/min]	n_a	1600
Drehzahl Umlenklagerung [U/min]	n_u	6400
Gemessene Frequenz für effektive Vorspannung [Hz]	f	170
Pulleykonfiguration		100/25
Prüfungsdauer [min]	t	360

Riemenparameter:

Testriemen BL1 GG E25.3 RFQ/25N

Typ/Dicke 3mm

Riemenbreite [mm]	b	35
-------------------	---	----

spez. Riemengewicht [kg/m]	m	0.109025
----------------------------	---	----------

Äussere Riemenlänge [m]	l_a	0.831
-------------------------	-------	-------

Freie Riemenlänge [m]	L	0.313
-----------------------	---	-------

Auflagedehnung [%]	e	1
--------------------	---	---

Berechnete Vorspannkraft des Riemens [N]	F_v	2469.47
---	----------------------	----------------

Radialkraft auf Umlenkswelle [N]	F _w	4938.94
----------------------------------	----------------	---------

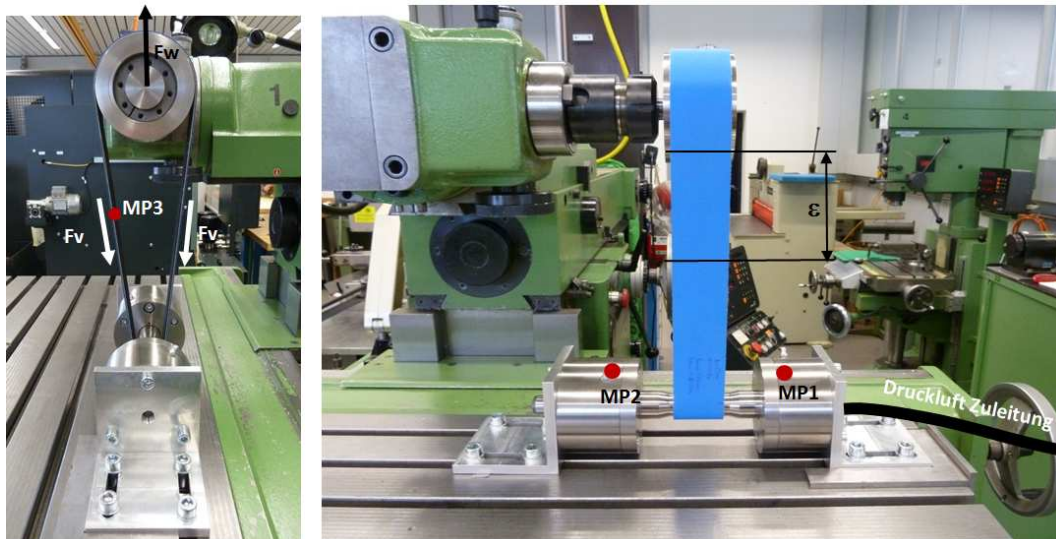
Radialkraft auf ein Lager [N]	F _r	2469.47
-------------------------------	----------------	---------

Die obige Vorspannkraft des Riemens aus dem Vorversuch muss mit der Formel 29 berechnet werden. Dies kann mittels Trumspannmessgerät aus der Frequenz gemessen und mit dem spez. Riemengewicht, sowie der freien Riemenlänge berechnet werden.

$$f = \frac{1}{2 \cdot L} \sqrt{\frac{F_v}{m}} \rightarrow F_v = 2 \cdot 4 \cdot m \cdot L^2 \cdot f^2$$

Formel 29

Für die Umlenkswelle gilt somit die maximale Belastung F_w von rund 5kN. Die Radialkraft des Lagers entspricht der halben Radialkraft der Umlenkswelle oder ist in diesem Fall gleich der Vorspannkraft des Riemens.

**Abbildung 40: Versuchsaufbau**

Für die Überwachung der Temperatur wird mit einem Kontakt- und Infrarotthermometer an drei Positionen gemessen (siehe Abbildung 40):

- MP1 = Temperatur des Lagergehäuses, Drucklufteingang
- MP2 = Temperatur der Lagergehäuses, Druckluftfern
- MP3 = Oberflächentemperatur der Riemeninnenfläche

Tabelle 15: Messdaten Lagererwärmung Druckluftkühlung

Zeit [min]	MP3 [°C]	Temperatur		Druckluftkühlung [bar]	Raum [°C]
		MP1 [°C]	MP2 [°C]		
0	22.8	21.5	-	0	21.1
1	29.5	22.5	-	1	21.1
2	34.0	24.0	-	1	21.1
5	39.0	28.0	-	1	21.1
10	44.5	37.5	-	1	21.1
20	49.3	38.5	44.4	1	21.1
30	51.3	40.0	46.4	1	22.5
40	52.1	41.5	47.0	1	22.5
60	53.0	41.5	46.9	1	23.0
90	54.5	42.7	49.5	1	23.0
120	53.0	41.5	48.0	2	23.0
150	53.4	41.5	47.5	2	24.5
180	53.5	37.0	47.5	2	24.5
240	53.3	37.0	45.5	2	24.5
300	53.3	37.5	44.5	2	23.8
360	52.5	36.8	44.7	2	23.3

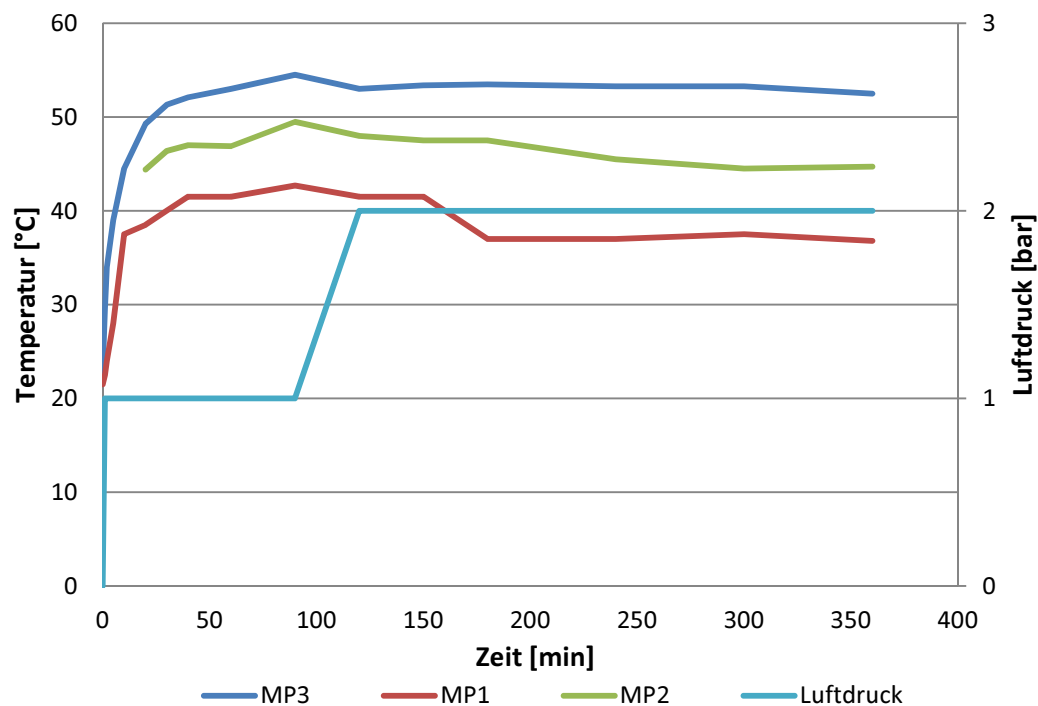


Abbildung 41: Kurvenverlauf Erwärmung Umlenkklagerung mit Druckluftkühlung

Die Ergebnisse des Versuchsaufbaus zur Ermittlung der Lagererwärmung zeigen, dass durch die Druckluft die Lagertemperatur deutlich gesenkt wird. Es wird empfohlen mit 2bar Druck und einem benötigten Luftstrom von 43l/min pro Umlenkklagerung zu kühlen. Dadurch kann die Lagertemperatur bei Höchstbelastungen deutlich reduziert werden. Dies garantiert die geforderte Lebensdauer der Lager und verhindert einen überhöhten Wärmetransport von der Umlenkswelle in den Riemen. So kann eine Verfälschung der Messresultate für die Ermittlung der Dissipation (innere Reibung des Riemens) beim Prüfstand minimiert werden.

Mithilfe der Signalverarbeitung kann aufgrund des benötigten Luftstromes, Lufttemperatur und Druck auch die notwendige Verlustleistung der Umlenkklagerung durch Reibung in der Software aufgezeigt werden. Dies kann für die Ergänzung des erstellten Excel-Tools verwendet werden.

4.6 Aufbau & Inbetriebnahme

Der Aufbau und die Inbetriebnahme sowie die Implementierung der Software für die Anlage konnte wie gewünscht umgesetzt werden. Dabei wurde neben einer Betriebsanleitung auch eine Montageanleitung (Kapitel 6) für den Wissenstransfer zu Ammeraal Beltech verfasst.

4.6.1 Lagerabdichtung

Erste Dauertests auf dem Prüfstand zeigten starke Erwärmungen der Abtriebspulleys durch Reibungsverluste an den ursprünglich vorgesehenen Radialwellendichtringen auf. Die Temperaturen lagen nach wenigen Minuten des Dauertests bereits bei 80°C, direkt gemessen über die IR-Kamera an der Abtriebswelle. Diese hohen Temperaturen verfälschen die Messung, da ein Wärmetransport von Welle zu Riemen erfolgt. Weiter ist bei solch hohen Temperaturen eine bleibende Schädigung des Riemens möglich.

Daher wurden die konventionellen Radialwellendichtringe durch reibungsarme PTFE-Rotordichtungen Ecoflon 4 von SKF ausgetauscht. Um den Reibungsverlust möglichst niedrig zu halten wurde auf den Einsatz der Vorspannfeder verzichtet. Die Lagertemperatur konnte so auf rund 48-50°C gesenkt werden. Dies wurde mit mehreren Tests bei max. Drehzahl 11400U/min nachgewiesen (Abbildung 43). Die Hauptwärmequelle ist somit nicht mehr die Reibungswärme durch die Dichtung und Lager sondern wie in Abbildung 42 zu sehen ist anhand der Wärmebildkamera, die Reibungswärme des Riemens.

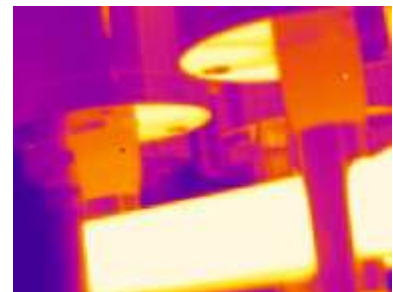


Abbildung 42: Wärmefluss Abtriebspulley

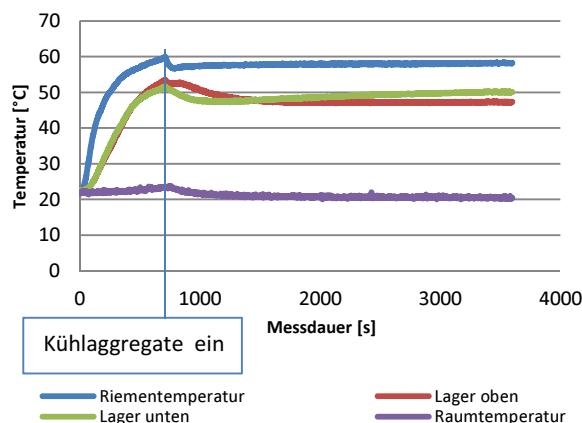


Abbildung 43: Lagererwärmung PTFE-Dichtungen

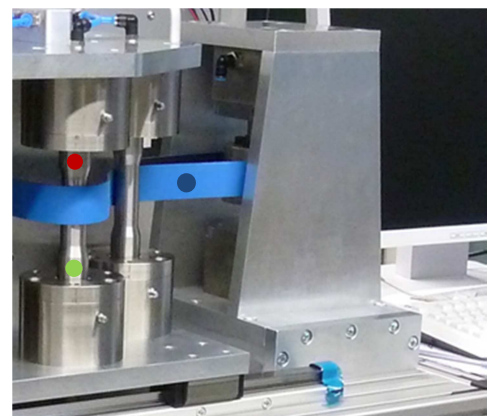


Bild entspricht nicht dem Messaufbau

4.6.2 Klimatisierung

Die Kühlung des Messraums ist mit Klimageräten von Seifert realisiert. Zu Beginn des Projektes waren die Verlustleistung durch Lagerreibung und Riemen schwer abzuschätzen. Deshalb sind die vorhandenen Klimageräte von der Leistung her leicht unterdimensioniert um die geforderten Raumtemperaturen von 10-50°C zu erfüllen. Nun galt es den Temperaturbereich anhand experimenteller Vorversuche abzugrenzen.

Als erstes wurde die minimale Temperatur mit maximaler Kühlleistung der Klimageräte ermittelt um den unteren Temperaturbereich der Klimakammer abzugrenzen. Mit einem Dauertest über mehrere Stunden bei variablen Betriebsparametern (Abbildung 43) konnten schlussendlich eine minimale Temperatur, welche der Raumtemperatur entspricht (ca. 20°C), gewährleistet werden. In weiteren Versuchen wurde die obere Temperaturgrenze von 50°C überprüft. Da die Klimageräte als Kühlgeräte dienen, können diese nicht beheizt werden. Es wird also mit der Kühlung zugewartet bis die erzeugt Wärme durch Reibung die Klimakammer auf die geforderte Temperatur erwärmt hat (Abbildung 44). Höhere Temperaturen sind grundsätzlich möglich, müssen aber entsprechend der Betriebstemperatur des Riemens Sinn ergeben (abhängig von der Einsatztemperatur der Verbindungsstelle des Riemens). Es kann aufgrund vorliegender Messresultate gesagt werden, dass bei höheren Betriebstemperaturen des Riemens immer ein Temperaturunterschied ΔT zur Umgebungstemperatur besteht (Abbildung 44). Dieser Wert kann variieren und ist abhängig von der Zuschaltleistung der Klimageräte, welche über die Software geregelt wird.

Aus den Versuchen kann abschliessend gesagt werden, dass die Temperaturobergrenze von 50°C mit dem Prüfstand ohne Probleme gefahren werden kann. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass die maximale Umgebungstemperatur nicht die erlaubte Einsatztemperatur des Riemens übersteigt (Bruch des Riemens). Angaben zu den einstellbaren Regelungsgrößen findet man in Kapitel 6.2.5 Empfehlungen für die Überwachung.

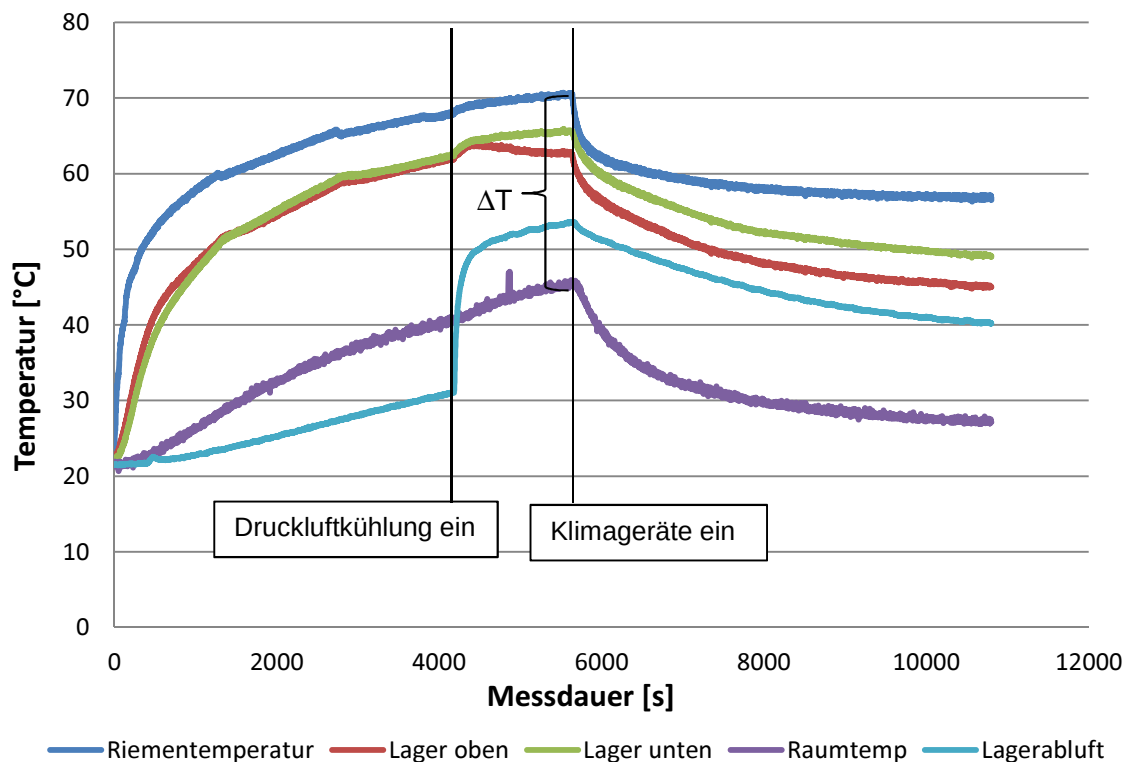


Abbildung 44: Temperaturverhalten mithilfe der Klimatisierung resp. Kühlung

4.6.3 Druckluftkühlung

Der Effekt der Druckluftkühlung und somit die Reduktion der Lagererwärmung ist ebenfalls in Abbildung 44 zu sehen. Es wird von einer max. Kühlung von rund 10°C ausgegangen. Dieser Wert kann jedoch stark variieren je nach vorhandenem Luftstrom und eingestellten Betriebsparameter (Drehzahl, Vorspannkraft). Die abgeführte Wärme durch die Druckluftkühlung kommt vor allem bei extrem Bedingungen zum tragen und kann wie gewünscht als Kühlung eingesetzt werden. Mithilfe einer Temperaturüberwachung der abgeführten Druckluft kann eine Überhitzung der Lager und somit ein Defekt festgestellt werden. Durch den Überwachungswert (abweichende Temperatur vom Sollwert) welcher in der Software hinterlegt wird, kann die Anlage im Notfall bei Dauertests ohne Maschinenbediener abgeschaltet werden. Weitere Details dazu findet man in der Betriebsanleitung Kapitel 6.2.5 Empfehlungen für die Überwachung.

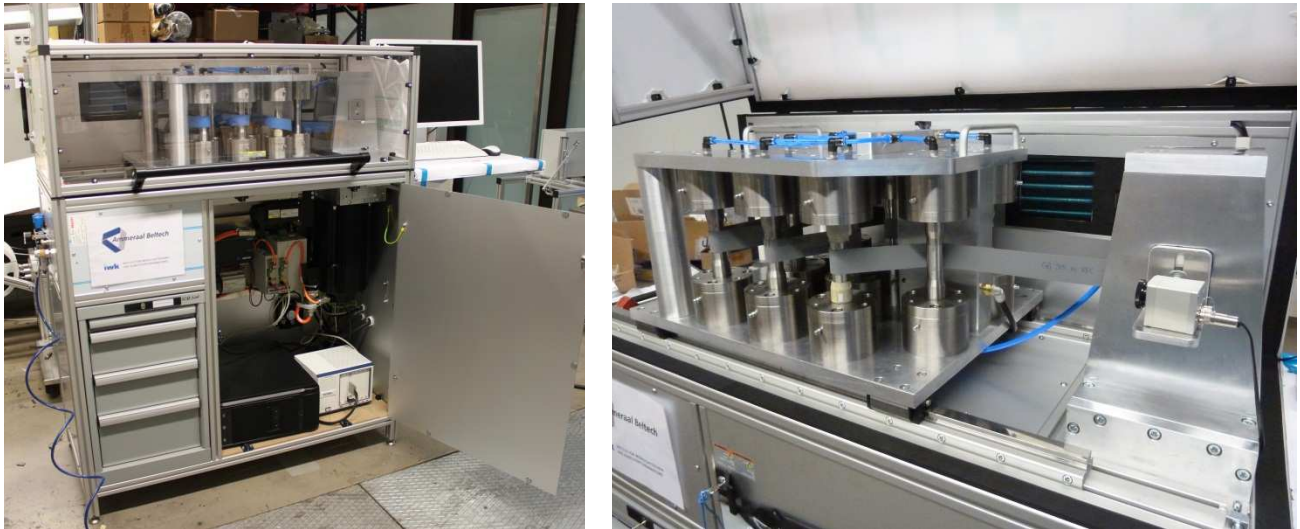


Abbildung 45: fertigerstellter Riemenprüfstand komplett (links) und Plattenlayout mit Umlenkrollen (rechts)

5 Experimentelle Untersuchungen am Prüfstand

Die wichtigste Untersuchung ist der Vergleich der Energieverluste zwischen Messung an der realen Anlage und der Berechnung mittels Excel-Tool. Hierzu wurde bei Ammeraal Beltech ein Riemen angefordert, von welchem die dynamisch-mechanischen Eigenschaften bereits ermittelt wurden. Beim gelieferten Riemen handelt es sich um einen **GG E10.30 RRQ** mit folgendem Schichtaufbau:

Deckschicht	1	34497-1260	GF-PE-5585-0.50-75-2-95-U	0.50		XNBR
Unterschicht	2	70840-0630	EXF-PEBA-35010-0.76-40D-00	0.76		
Haftvermittler	1	70616-01	6-21-H-35204-90-2K AS	0.02		PEBA
Haftvermittler	1	70615	6-39-H-35204-00-2K	0.02		
XXXXXXXXXXXXX	1	34598-1300	GW-E-....-R-10-F	0.63		Zugschicht: Polyestergewebe
Haftvermittler	1	70615	6-39-H-35204-00-2K	0.02		
Haftvermittler	1	70616-01	6-21-H-35204-90-2K AS	0.02		symmetrischer Aufbau
Unterschicht	2	70840-0630	EXF-PEBA-35010-0.76-40D-00	0.76		
Deckschicht	1	34497-1260	GF-PE-5585-0.50-75-2-95-U	0.50		

Abbildung 46: Schichtaufbau des GG E10.30 RRQ Riemens

Die Messung wurde weggesteuert mit folgenden Parametern durchgeführt:

Parameter	Wert	Einheit	Bemerkung
Drehmoment Abtrieb	2000	min ⁻¹	Wechselbiegefrequenz $f_B=12.5$ Hz
Achskraft	640	N	nach Einlaufphase
Auflagedehnung	ca. 1	%	Über Längenänderung gemessen

Die gemessene Verlustleistung erreichte nach ca. zweistündiger Messung einen stationären Zustand von ca. **331 Watt**. Auch die Achskraft und die Temperaturen veränderten sich nach dieser Einlaufphase kaum.

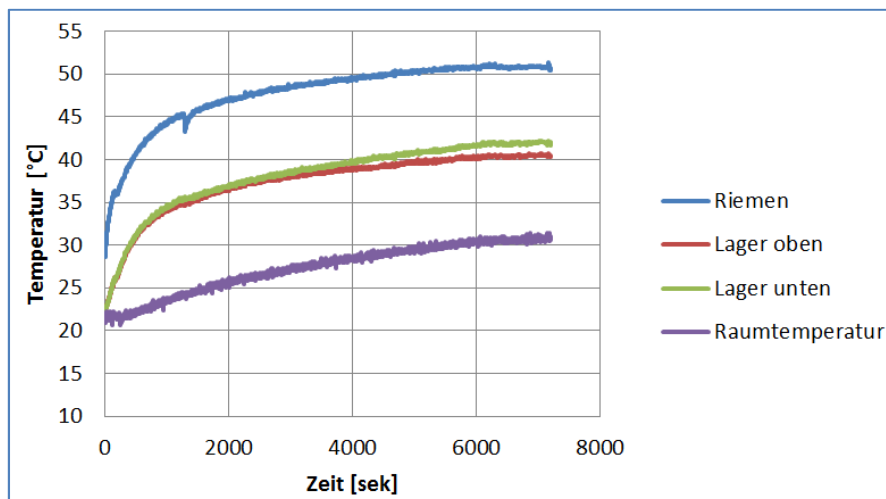


Abbildung 47: Temperaturverläufe während 120min

Die gegen Ende der Messung erreichte Riementemperatur von 51°C dient als Ausgangspunkt zur Ermittlung des inneren Verlustanteils. Aus dem Diagramm der DMA kann das E-Modul und

der mechanische Verlustfaktor $\tan(\delta)$ bei der entsprechenden Temperatur und Belastungsfrequenz entnommen, und im Excel-Tool eingefügt werden. Der Schichtaufbau sieht für den getesteten Riemen wie folgt aus:

	Lagenaufbau			Verlustleistung		
1. Schicht	Schichtdicke	s_1	0.315 mm	Verlustmodul	E_1''	34.187464 MPa
	E-Modul (Zug)	E_1	3000 MPa	Spez. Verlustarbeit Antrieb	$w_{v1,1}$	0.0013394 N/mm ²
	Querkontraktionszahl	v_1	0.35 [-]	spez. Verlustarbeit Abtrieb	$w_{v2,1}$	0.2174913 N/mm ²
	mech. Verlustfaktor	$\tan(\delta)_1$	0.01 [-]			
	aktuelle Dicke		0.315 mm	Energieverlust 1. Schicht	$P_{v,1}$	6.3161921 Watt
2. Schicht	Schichtdicke	s_2	0.76 mm	Verlustmodul	E_2''	1.0440962 MPa
	E-Modul (Zug)	E_2	17 MPa	Spez. Verlustarbeit Antrieb	$w_{v1,2}$	0.0006569 N/mm ²
	Querkontraktionszahl	v_2	0.45 [-]	spez. Verlustarbeit Abtrieb	$w_{v2,2}$	0.1066693 N/mm ²
	mech. Verlustfaktor	$\tan(\delta)_2$	0.049 [-]			
	aktuelle Dicke		1.075 mm	Energieverlust 2. Schicht	$P_{v,2}$	7.4740522 Watt
3. Schicht	Schichtdicke	s_3	0.5 mm	Verlustmodul	E_3''	1.4892942 MPa
	E-Modul (Zug)	E_3	4.62 MPa	Spez. Verlustarbeit Antrieb	$w_{v1,3}$	0.0031338 N/mm ²
	Querkontraktionszahl	v_3	0.45 [-]	spez. Verlustarbeit Abtrieb	$w_{v2,3}$	0.5088744 N/mm ²
	mech. Verlustfaktor	$\tan(\delta)_3$	0.26 [-]			
	aktuelle Dicke		1.575 mm	Energieverlust 3. Schicht	$P_{v,3}$	23.457599 Watt

Abbildung 48: Definition des Lagenaufbaus und Berechnung der Energieverluste je Schicht

Bemerkungen:

- Da der Riemen symmetrisch ist, genügt es eine Hälfte zu modellieren (Zugschicht hat nur die halbe Dicke), anschliessend wird im Excel—Berechnungsprogramm die Symmetrie aktiviert
- Da für das Zugschichtmaterial keine DMA-Messwerte vorhanden sind, wurde hier ein Schätzwert eingetragen. Der Einfluss der Zugschicht auf den Wechselbiegeverlust ist ohnehin relativ klein (ca. 17%), mit zunehmendem Abstand zur Mittellinie nehmen die Verluste stärker zu.

Es sind noch weitere Eingaben erforderlich, bis das Excel-Tool die verschiedenen Energieverlustanteile ausgibt. Im Folgenden eine Übersicht der eingegebenen Grössen (gelb: Eingabefelder):

Geometriewerte:			Materialwerte:		
Riemenbreite	b	35 mm	Riemenrate	k1%	10 N/mm
Riemendicke	d	3 mm	Auflagedehnung	$E_{vorspann}$	0.9 %
Riemenlänge	l	2723 mm	Dichte	ρ	1.11 kg/m ³
Anzahl Pulleys (inkl. Antriebspulley)		13 [-]	Zug-E-Modul gesamter Riemen	E_z	1000 MPa
Umschlingungswinkel Antrieb	β	180 °	mechanischer Verlustfaktor Zugschicht	$\tan(\delta)$	0.05 [-]
Durchmesser Antriebspulley	d_1	100 mm	Haftreibungskoeffizient Pulley <--> Riemen	μ_k	0.3 [-]
Durchmesser Abtriebspulleys	d_2	25 mm	Vorspannkraft	$F_{vorspann}$	315 N
Drehzahl Antriebspulley	n_1	500 min ⁻¹	Lasttrum	F1	383 N
Drehzahl Abtriebspulleys	n_2	2000 min ⁻¹	Leertrum	F2	257 N
Übersetzung	i	0.25 -	Kräfte Differenz Leer-/Lasttrum	ΔF	126 N
Riemengeschwindigkeit	v	2.62 m/s	Normalkraft (Achskraft)	F_N	640.00 N
Biegegeschwindigkeit	f_b	12.50 Hz	maximales Trunkraftverhältnis	m_{zul}	2.57 [-]
optimale Riemengeschwindigkeit	v_{opt}	1046.61 m/s	vorhandenes Trunkraftverhältnis	m	1.49
Kritische Riemengeschwindigkeit	v_{krit}	1643.99 m/s	Trunkraftverhältnis überschritten?		NEIN
			Korrekturfaktor für Schwingungsverlauf	c_F	1.59

Abbildung 49: Geometrie- und Materialkennwerte für die Berechnung

Ergebnis:

Nach Eingabe aller erforderlichen Geometrie- und Materialwerte werden im Excel-Tool die Energieverlustanteile tabellarisch und grafisch dargestellt:

ZUSAMMENFASSUNG DER ENERGIEVERLUSTE			
Stromaufnahme Motor	$P_{V, \text{Motor}}$	0	Watt
Abgeschätzte Lagerverlustleistung	$P_{V, \text{Lager}}$	62.90	Watt
Verlust durch Dehnschlupf am Pulley	$P_{V, \text{Dehnschlupf}}$	0.63	Watt
Verlust durch Kräfteverhältnis Leer-/Lasttrum	$P_{V, \text{Zug}}$	0.09882	Watt
Verlust durch Wechselbiegung über Pulleys	$P_{V, \text{Biegung}}$	118.45	Watt
Verlustleistung Total		182	Watt
gemessen:		331	Watt

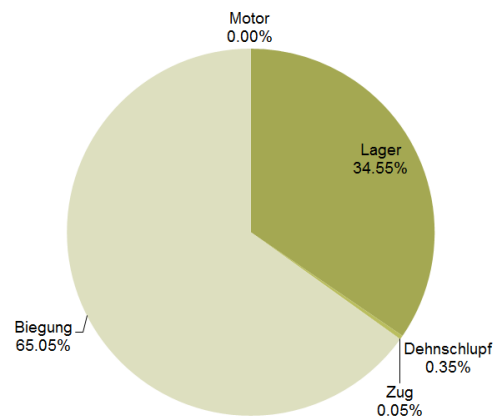


Abbildung 50: Tabelle der Energieverlustanteile (links) und grafische Darstellung (rechts)

Mit einem Faktor von 1.8 ist der Unterschied zwischen berechnetem (182 Watt) und gemessenem (331 Watt) Energieverlust zwar deutlich, dennoch ist erfreulich, dass sich die Werte in derselben Größenordnung befinden. Die grösste Abweichung wird in der Berechnung der Lagerverluste vermutet. Diese werden im Excel-Tool mit einem vereinfachten, empirisch ermittelten Ansatz von SKF bestimmt, da ein exaktes Berechnen der Lagerreibung sehr komplex ist und eine Vielzahl weiterer Parameter benötigt. Hinzu kommen weitere Reibungsverluste durch die Radialwellendichtringe, die Kupplung am Antrieb und möglicherweise durch die Druckluftkühlung.

Empfehlung:

Es wird empfohlen eine Reihe weiterer Messungen mit verschiedenen Riemen von denen die dynamisch-mechanischen Eigenschaften jeweils bekannt sind, durchzuführen. Ist das Verhältnis von gemessenem zu berechnetem Gesamtverlust immer etwa gleichgross, bestätigt dies obige Vermutung der erhöhten Reibungsverluste und das auf Excel basierende Berechnungsprogramm kann dementsprechend mit einem **Lagerreibungsfaktor c_L** erweitert werden.

Falls die Streuung der Messwerte zu gross ist, sollte (ebenfalls auf empirischem Weg) versucht werden den **Korrekturfaktor für den Schwingungsverlauf c_F** zu variieren, da auch hier gewisse Ungenauigkeiten vorhanden sein können.

Mithilfe der beiden Korrekturfaktoren sollte es dann möglich sein, eine quantitativ genauere Vorhersage der Riemeneffizienz zu machen.

6 Betriebs- und Montageanleitung

6.1 Aufbau der Benutzeroberfläche

Dieses Kapitel gibt einen Überblick der Benutzeroberfläche (GUI), welche für den Riemenmörder entwickelt wurde. Das GUI besteht aus insgesamt vier Registern, wobei hauptsächlich mit den beiden Ersten gearbeitet wird:

- im **Register 1** befinden sich die Elemente zur Steuerung der Anlage, ausserdem sind relevante Messparameter grafisch dargestellt,
- im **Register 2** können Einstellungen für den aktuellen Riementest vorgenommen werden
- im **Register 3** werden die Klimageräte und die IR-Kamera angesteuert
- im **Register 4** können Kennwerte von Vorspann- und Antriebsmotor verändert werden.

Achtung: Es wird empfohlen, die Einstellungen in Register 3 und 4 nicht zu verändern!

Jedes Register ist wiederum in einzelne Themenblöcke unterteilt. Weiterführende Informationen zu den Blöcken sind in der Bedienungsanleitung im folgenden Kapitel aufgeführt.

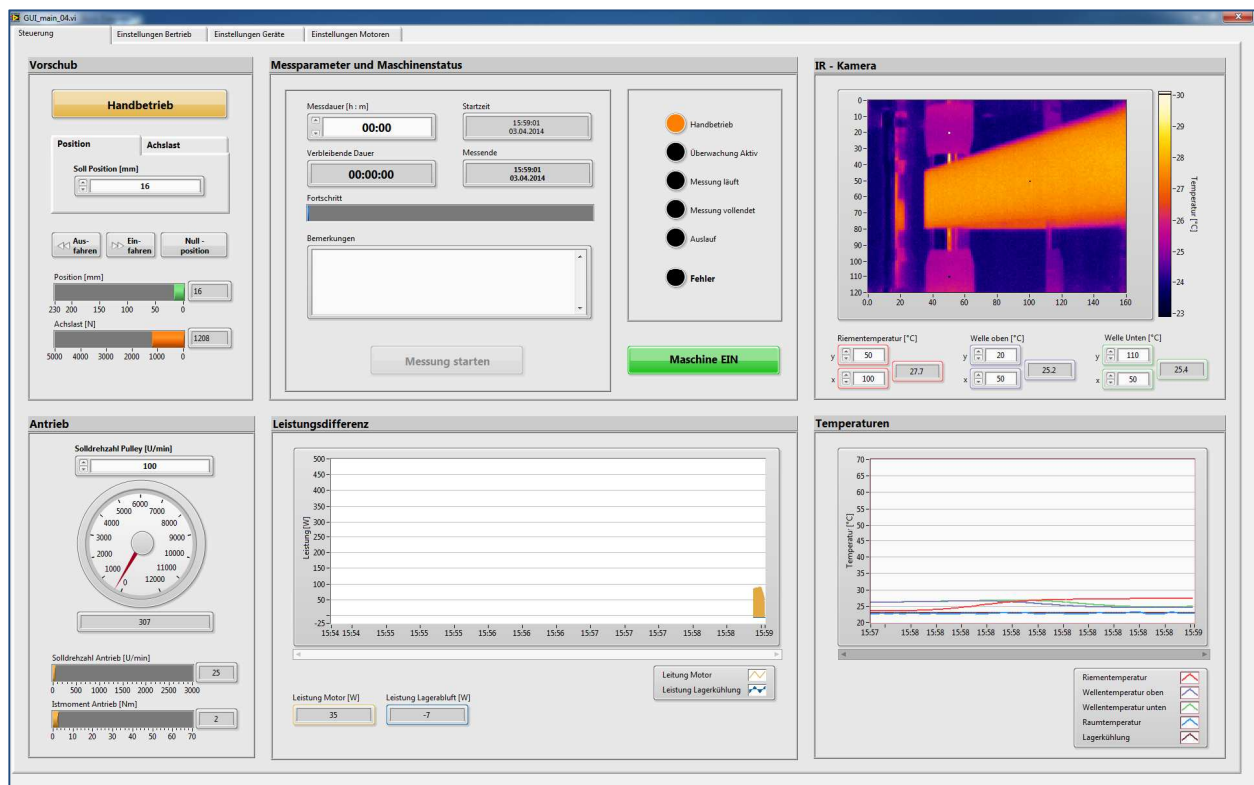


Abbildung 51: Register 1 - Steuerung und Anzeige der Messwerte

Bemerkung:

- Die Diagramme können durch Doppelklick auf den Maximal-/Minimalwert beliebig angepasst werden. (z.B. wenn Leistungsdifferenz über der angezeigten Skala liegt oder wenn das Wärmebild der IR-Kamera keine aussagekräftigen Bilder liefert)
- Rechtsklick in ein Diagramm öffnet verschiedene Optionen (z.B. *Clear Data*)

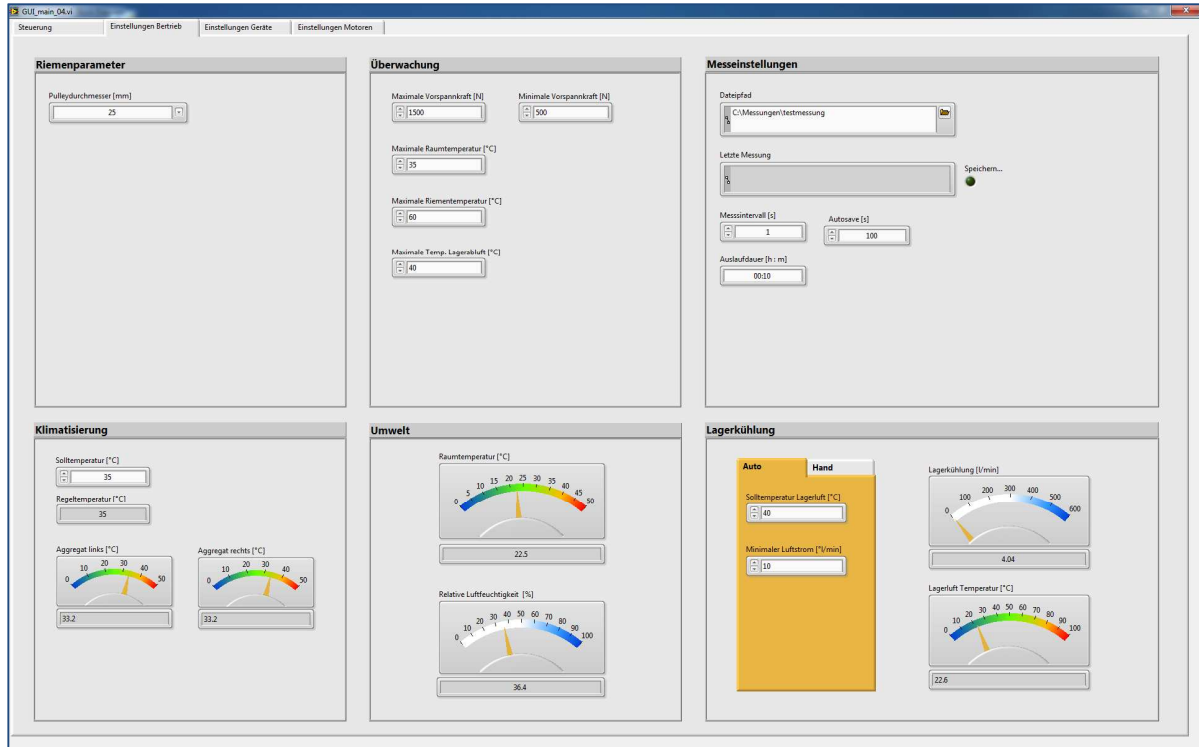


Abbildung 52: Register 2 - Einstellungen Betrieb

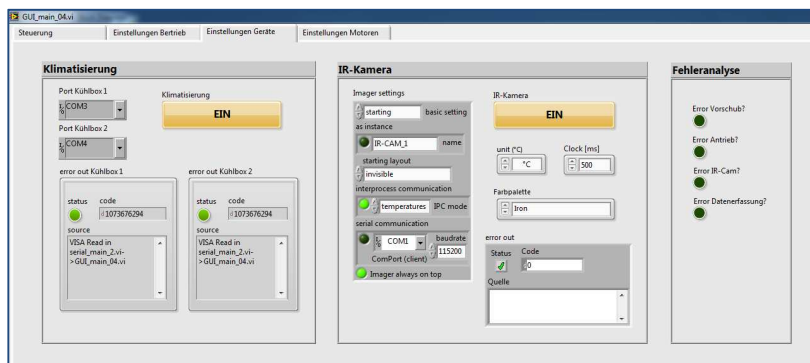


Abbildung 53: Register 3 - Einstellungen Geräte

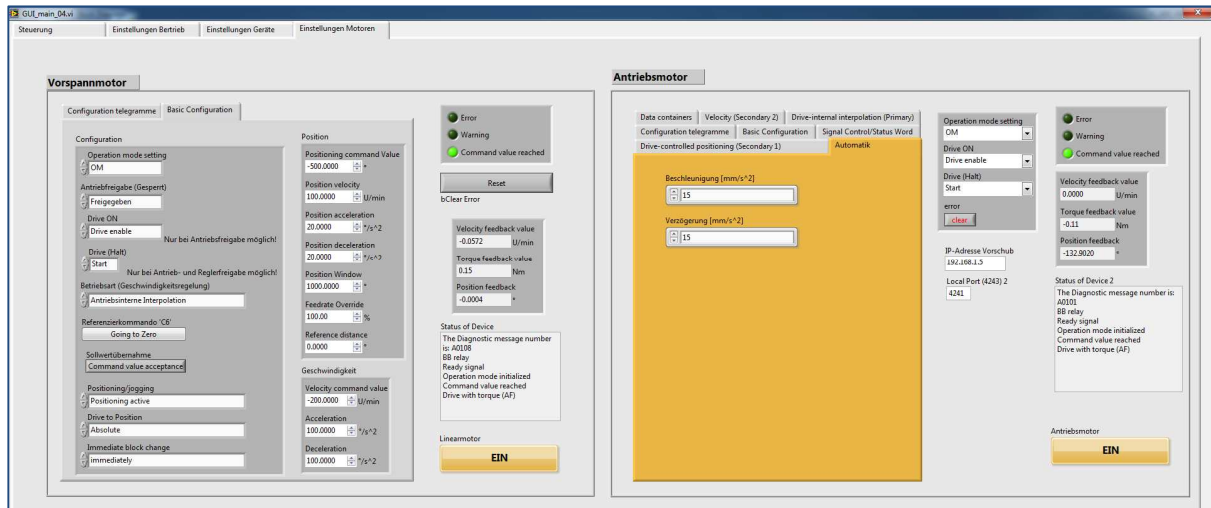


Abbildung 54: Register 4 - Einstellungen Motoren

6.2 Betriebsmanual

Dieses Kapitel informiert über die Arbeitsschritte zum Einschalten und Einrichten der Anlage und über die Bedienung der grafischen Benutzeroberfläche. Die Gliederung entspricht dem schrittweisen Arbeitsablauf, wie er bei jeder neuen Messung durchgeführt werden muss. Für eine bessere Lesbarkeit wird das Wort **Benutzeroberfläche** durch **GUI (Graphic User Interface)** abgekürzt.

6.2.1 Inbetriebnahme

Einsatzort

Der Anwender muss sicherstellen, dass die Maschine beim Ansaugen von Frischluft sowie Ausstossen von Abluft nicht zu nahe an Wänden oder Objekten positioniert wird. Nur so ist ein reibungsloser Dauerbetrieb und ein ausschliessen durch Überhitzung möglich.

Ausrichten der Anlage

Auf die horizontale Ausrichtung der Anlage ist besonders Wert zu legen. Sie kann mittels der Maschinenfüsse nivelliert werden. Eine unsachgemässe Ausrichtung kann längerfristig zu Beschädigungen der Linearführungen führen. Eine Kontrolle ob die Anlage richtig ausgerichtet ist, lässt sich durch messen der waagrechte mittels Wasserwaage auf der Befestigungsplatte der Umlenkpulleys eruieren.

Druckluft

Für das Betreiben der Anlage wird ein Druckanschluss mit einem Mindestdruck von 6 bar vorausgesetzt. Es ist zu empfehlen möglichst kühle Druckluft in die Einlage einzuspeisen, damit die Kühlleistung maximiert werden kann. Weiter kann diese optimiert werden durch einen grösseren Anschlussdurchmesser gewährleistet durch die Netzspeisung zur Anlage.

Die Wartungseinheit sollte regelmässig bei Wiederinbetriebnahme der Anlage auf Ölstand kontrolliert werden. Sollte Verschmutzungen vorliegen oder das Behälterglas des Ölabscheiders voll sein ist dementsprechend Regel zu tragen und diese zu entleeren.

Stromanschluss

Die Anlage verfügt über einen internen Leistungsschutzschalter. Es muss darauf geachtet werden, dass die Peripherie (Computer) am dafür vorgesehenen Anschluss angeschlossen ist (Kapitel 6.2.2 Schritt 2: Hauptschalter). Nur so ist die Anlage abgesichert. Die Maschine benötigt eine CEE-62-5 Steckdose. Dementsprechend wird die Anlage mit 3x400 V bei 32 A Strom gespeist.

Funktionskontrolle

Zu Beginn der Inbetriebnahme ist die Anlage auf Ihre volle Funktionsfähigkeit zu kontrollieren. Es soll nebst der Druckluftversorgung auch die Stromversorgung nachgeprüft werden. Des Weiteren gilt es, die vom User definierte Überwachung im GUI bei der Inbetriebnahme einmalig zu prüfen. Nur so kann sichergestellt werden, dass im Falle einer benötigten Abschaltung sämtliche Sicherheitsüberwachungen funktionieren.

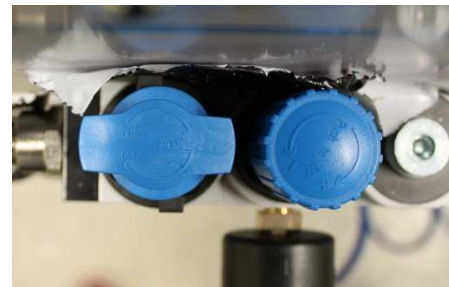
6.2.2 Einschalten der Anlage

Schritt 1: Druckluft an- schliessen

Druckluftzuleitung auf der linken Seite der Anlage anschliessen und **Ventil öffnen**.



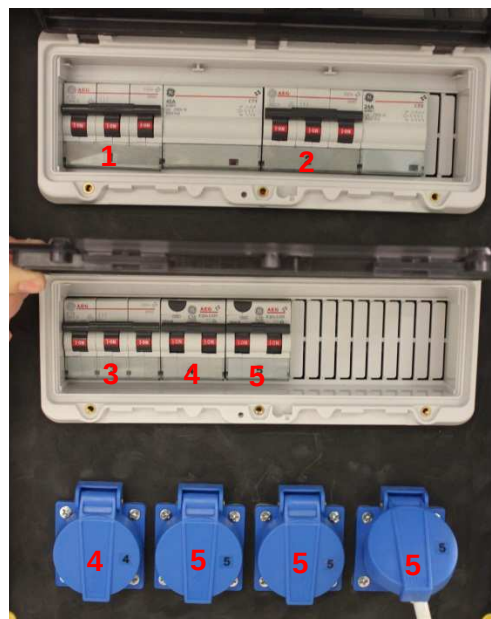
Ventil geschlossen



Ventil offen

Schritt 2: Hauptschalter

Die Anlage wird über den seitlich montierten Sicherungskasten mit Strom versorgt. Zuerst wird der **Hauptschalter** umgelegt, anschließend muss überprüft werden, ob alle Leistungsschutzschalter auf **ON** sind.



1. Hauptsicherung Antrieb
2. Hauptsicherung Vorschub
3. Interne Steuerstromversorgung (Netzgeräte, Klimageräte)
4. Steckdose links (13 A) für Steuerungscomputer
5. Steckdosen rechts (für externe Geräte) (3 Stück, max. 12 A)

Abbildung 55: Sicherungskasten (seitlich unter dem Bildschirm montiert)

**Schritt 3:
Einschalten der
Anlage**

Über das **PXIe Datenerfassungsgerät** wird die gesamte Anlage (inkl. Computer) eingeschaltet. Sollte der PC nicht automatisch hochfahren, kann dieser auch manuell eingeschaltet werden. Es muss allerdings darauf geachtet werden, dass das Datenerfassungsgerät **vor** dem PC hochgefahren wird, da sonst die Komponenten nicht erkannt werden.



Abbildung 56: Einschalten der Anlage über PXIe

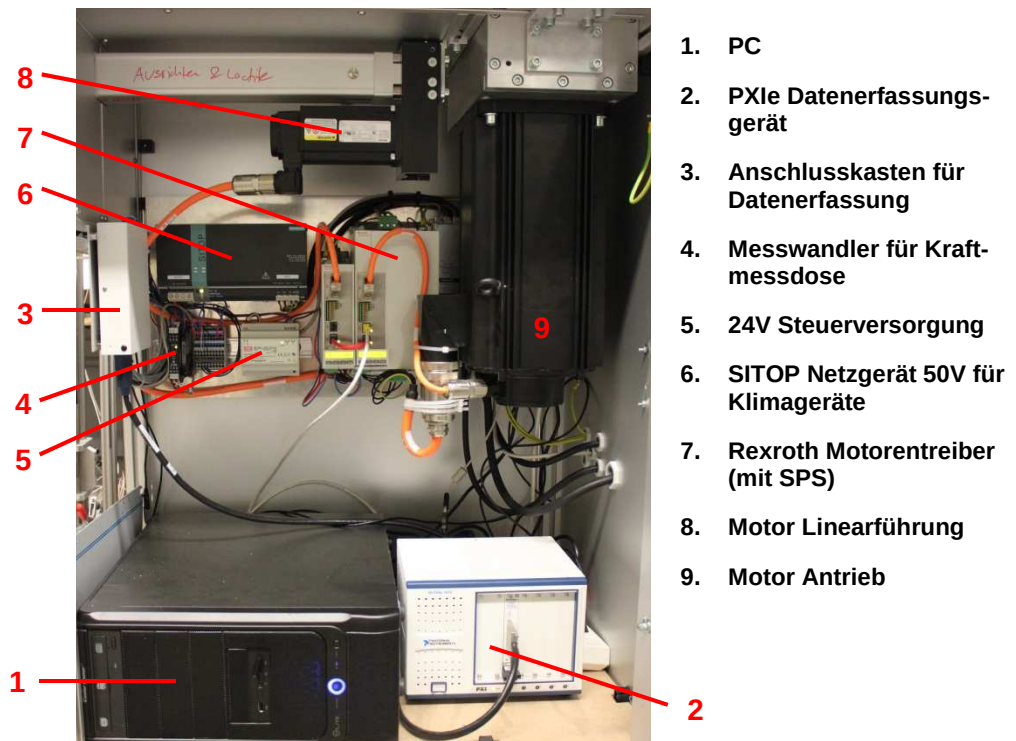


Abbildung 57: Komponenten für Steuerung und Antrieb

**Schritt 4:
Login**

Der Login erfolgt mit folgendem Account:

Benutzername: **Ammeraal**
Passwort: **tc1mmloc**

6.2.3 Montage/Demontage von Riemen und Pulleys

Pulleygrößen

Insgesamt liegen zwölf Abtriebspulleys für eine unterschiedliche Anzahl Biegewechsel zur Verfügung. Nebst der Anzahl der Pulleys kann auch die Grösse des Abtriebdurchmessers variiert werden.

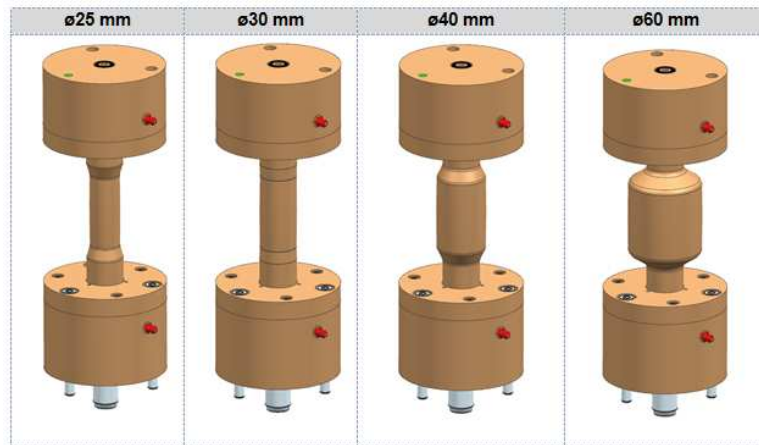


Abbildung 58: vorhandene Abtriebspulley

Schritt 1: Montage der Abtriebspulleys

Die Montage der Pulleys erfolgt auf der Grundplatte. Es ist sicher zustellen das sämtliche O-Ringe ($\varnothing 10 \times 3$, $\varnothing 12 \times 2$) zur Abdichtung der Druckluftkühlung eingelegt sind. Danach können die Pulleys in der richtigen Montagereihenfolge montiert werden wie in Abbildung 59 ersichtlich. Die Positionsnummer sind in der Grundplatte markiert sowohl als auch auf den Lagern.

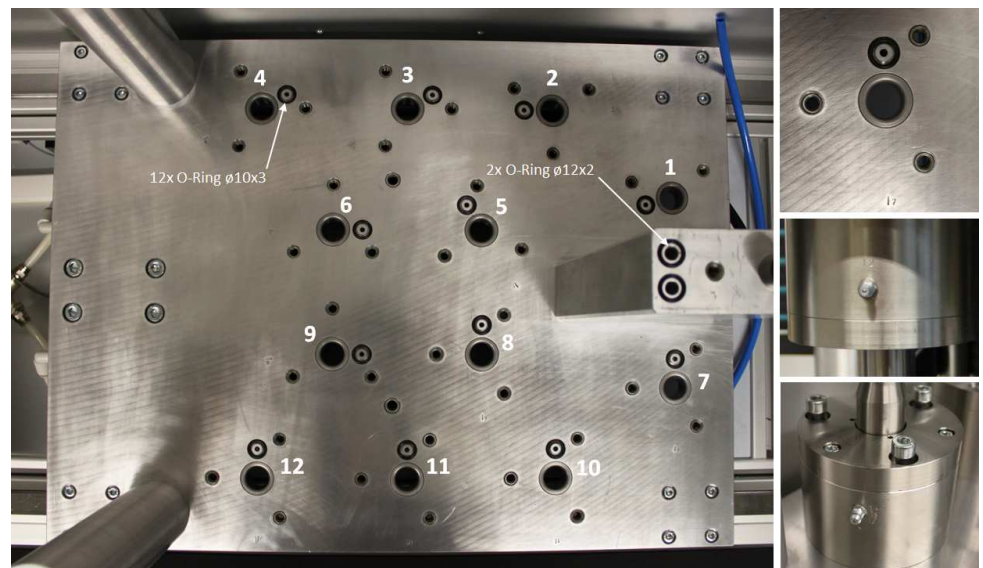


Abbildung 59: Montagereihenfolge Abtriebspulleys

Zur koaxialen Ausrichtung des oberen und unteren Pendelrollenlagers wird in der Grundplatte die Position durch einen Zylinderstift vorgegeben. Die Lager werden durch Zylinderschrauben M8x80 fixiert und angezogen. Hierfür muss nun die Ausrichtung der Lager beachtet werden.

Schritt 2: Ausrichtung der Lager

In der Grundplatte ist markiert, wie die Schmiernippel ausgerichtet werden müssen, damit eine Zugänglichkeit zur Fettschmierung und Druckluftkühlung vorhanden ist. Das obere und untere Lager sollte dementsprechend wie folgt ausgerichtet werden:



Abbildung 60: Ausrichtung Schmiernippel

HINWEIS: Werden nicht alle Umlenkungen für die Prüfung benötigt müssen die Zu- und Abluftleitungen verschlossen werden, sofern die Lager nicht montiert sind. Damit ist der Staudruck für die Druckluftkühlung gewährleistet. Eine weitere Möglichkeit besteht die Lager im montierten Zustand zu belassen und nur den Umschlingungswinkel zu ändern.

Schritt 3: Montage Riemen

Für die Montage des Riemen muss die Grundplatte auf Nullposition gefahren werden (Button „Nullposition auf Register 1 drücken). Nun kann der Riemen von oben um die Lager eingefädelt werden inkl. Antriebspulley. Die Einfädung des Riemen kann nach Wunsch beliebig um die Pulleys gezogen werden, sollte wenn möglich immer symmetrisch ausgelegt werden, damit das Verhältnis zwischen Leer- und Lasttrum gleich ist.

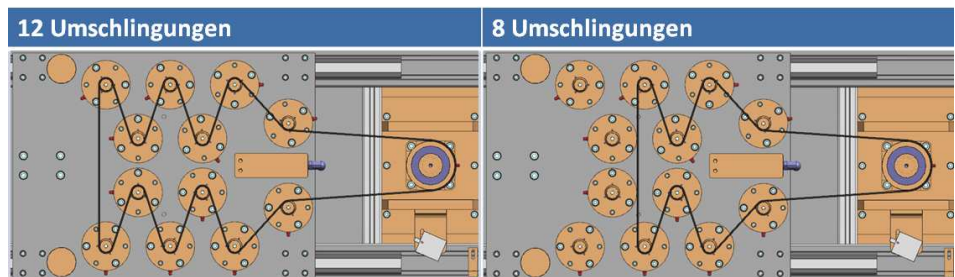


Abbildung 61: Variation des Umschlingungswinkels

HINWEIS: Die Länge des Riemens ist abhängig von der Anzahl Umschlingungen und dem Durchmesser. Für 12 Umschlingungen bei $\varnothing 25$ mm wird eine Länge von 2750 mm benötigt. Da der Riemen über die Lagergehäuse montiert wird ist eine zusätzliche Montagelänge notwendig die dazu zu addieren ist (ca. +300 mm). Eine Montage ohne zusätzliche Montagelänge ist möglich, sofern Lager 4 und Lager 12 erst nach einfädeln des Riemens erfolgt werden.

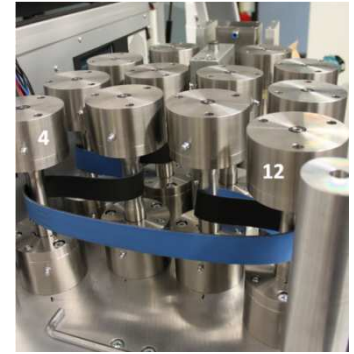


Abbildung 62: Montage Riemen

Schritt 4: Montage der Deckplatte

Bevor die Deckplatte montiert werden kann, muss sichergestellt werden, dass sämtliche Lager mit dem vorhandenen O-Ringen ($\varnothing 10 \times 3$) abgedichtet werden. Die O-Ringe werden mit jeder Pulleygrösse dazu geliefert. Danach kann die Deckplatte montiert werden. Zuerst einfahren beim Zylinderstift (1), danach anziehen der Passschulter-schraube (2) und anschliessend Zylinderschraube (3) und (4). Damit ist die Ausrichtung der Platte garantiert. Anschliessend können die Lager fix verschraubt werden.

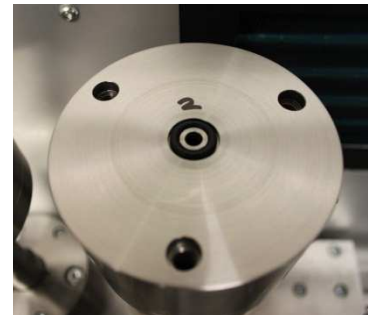


Abbildung 63: O-Ring zur Abdichtung Deckplatte

Es werden pro Lager zwei Passschulter-schrauben M8x16 (5) und eine Zylinderschraube M8x25 mit Unterlagscheibe (6) benötigt.

HINWEIS: Es ist zu beachten, dass bei der Montage der Lager zuerst die Passschulter-schrauben angezogen werden. Somit ist die Ausrichtung zum unteren Lager gewährleistet. Eine zusätzliche Kontrolle zur Ausrichtung der Schmiernippel gemäss Schritt 4 ist zu empfehlen.

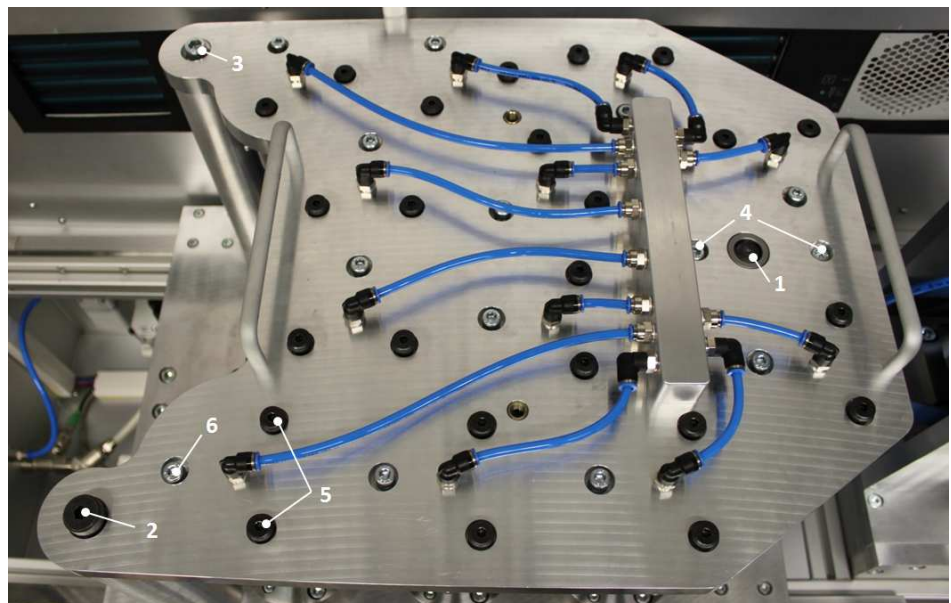


Abbildung 64: Montage der Deckplatte und Fixierung der Lager

Schritt 5: Montag Deckplatte Antrieb

Zuerst ist das obere Lager des Antriebspulley so auszurichten, dass der Schmiernippel in dieselbe Richtung schaut wie das Untere. Platte (1) wird zum Joch (2) mit den vorhandenen Zylinderstiften (3) ausgerichtet (Abbildung 65, Markierung beachten). Danach können die Zylinderschrauben M8x30 mit Unterlagscheiben (4) verschraubt. Weiter wird nun die Passschulter-schrauben M8x20 (5) und Zylinderschrauben M8x25 inkl. Unterlagscheibe (6) angezogen.

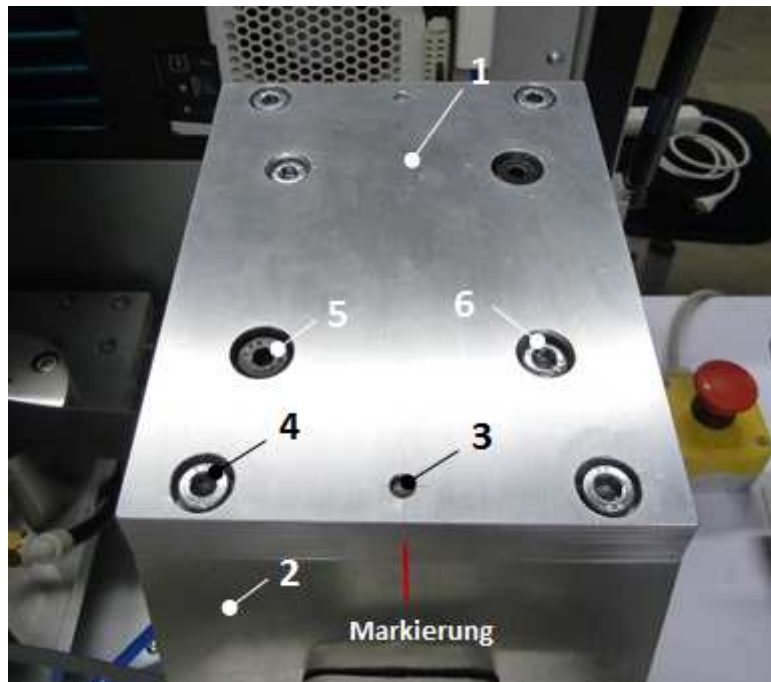


Abbildung 65: Montage und Ausrichtung der Deckplatte Antrieb

Riemenwechsel

Bei einem Riemenwechsel werden die Schritte 4 und 5 ausgeführt, die Demontage von Deckplatte und Deckplatte Antrieb. Der neue Riemen kann anschliessend nach Anleitung analog Schritt 3 aufgespannt werden. Die Anleitung zum Spannen des Riemens ist in Kapitel 6.2.4 Schritt 8 näher geschildert.

ACHTUNG: Lösen Sie keine Schrauben der Platte solange der Riemen vorgespannt ist (Verletzungsgefahr, möglicher Defekt des Antrieblagers). Der Riemen muss entspannt und die Anlage dementsprechend gesichert werden.

Pulleywechsel

Im Falle eines Pulleywechsels muss auch hier der Riemen zuvor entspannt und die Grundplatte auf Position 0 gefahren werden. Nun kann in umgekehrter Reihenfolge analog Schritt 4 – Schritt 1 die Pulleys demon-tiert werden.

ACHTUNG: Lösen Sie keine Schrauben der Deckplatte solange der Riemen vorgespannt ist (Verletzungsgefahr, möglicher Defekt des Ab-trieblagers). Der Riemen muss entspannt und die Anlage dementspre-chend gesichert werden.

6.2.4 Einrichten der Anlage

Schritt 1: Programm öffnen

Auf dem Desktop befindet sich die Verknüpfung zum Starten des GUI. Vorgängig müssen alle Schritte aus den **Kapiteln 4.1 und 4.2** ausgeführt werden.



Nach dem Öffnen des Programms befindet sich der Benutzer auf dem 1. Register des GUI. Allerdings ist das Programm noch in einem Offline-Modus, in welchem Änderungen an der Steuerung und Anzeige vorgenommen werden können. Erkennbar ist dies an der zusätzlichen Leiste im Programmkopf.

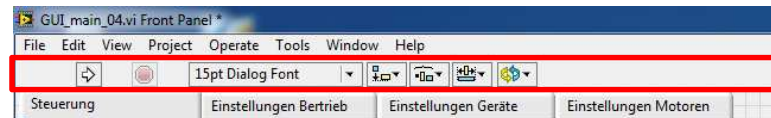


Abbildung 66: Programmkopf vor dem Starten des Programms

Änderungen am Programm sollten nur von einer Fachperson vorgenommen werden.

Schritt 2: IR-Kamera

Kontrollieren, ob Infrarot-Kamera angeschlossen ist. Anschliessend im **Register 3** überprüfen, ob die Kamera für die Überwachung auf **EIN** gestellt ist.

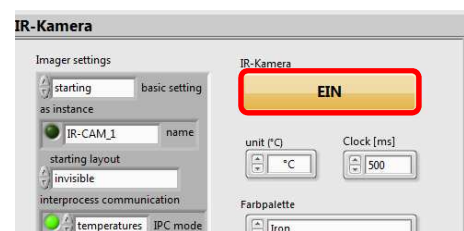


Abbildung 67: Block IR-Kamera

Schritt 3: Maschine EIN

In **Register 1** kann nun kontrolliert werden, ob der **Maschine EIN**-Button aktiviert ist:



Wichtige Bemerkung:

Der Button gibt jeweils den aktuellen Zustand des Systems an. Ist der „Maschine AUS“-Button aktiviert, kann durch klicken die Anlage in Betrieb genommen (neuer Zustand: „Maschine EIN“).

Schritt 4: Programm starten

Über den Button **RUN** im Programmkopf kann nun die gesamte Steuerung in Betrieb genommen werden. (ca. 10 Sekunden warten, bis ein Bild der Infrarot-Kamera zu sehen ist)

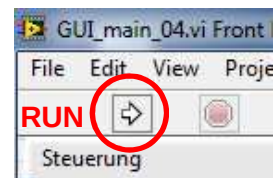


Abbildung 68: Programm starten

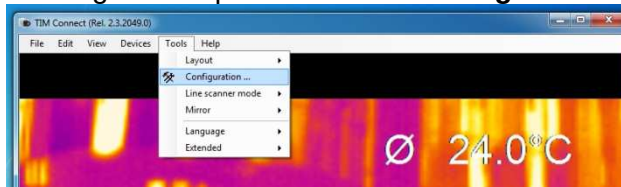
Schritt 5: Objektiv IR- Kamera kontrollieren

Ist die Kamera beim Starten des Programms nicht angeschlossen, kann es passieren, dass die Kamera-Software (*TIM Connect*) die Voreinstellungen zurücksetzt und ein falsches Objektiv verwendet. Um dies zu überprüfen kann die Hand vor die Kamera gehalten werden und im Anzeigefenster im **Register 1** die Temperatur der Handinnenfläche abgelesen werden. Ist die Temperatur unrealistisch hoch ($>40^{\circ}\text{C}$) muss das Objektiv in der Kamera-Software folgendermassen angepasst werden:

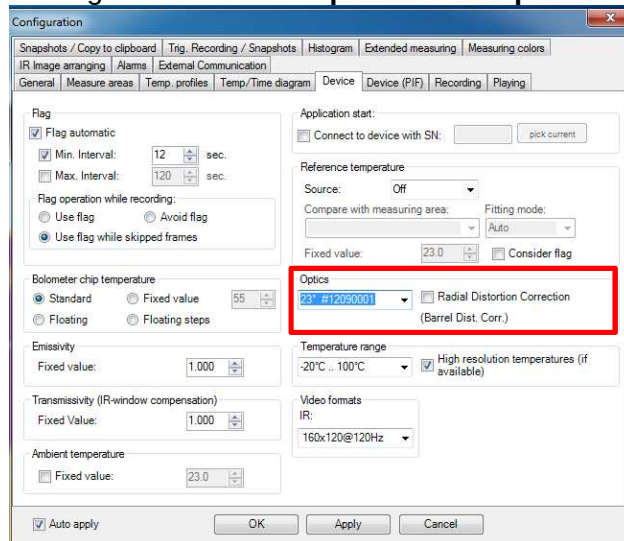
1. **TIM Connect** starten (Desktop-Verknüpfung)



2. Im Programmkopf auf **Tools** → **Configuration** klicken



3. Im Register **Device** → **Optics** → **23°Optik** auswählen



4. Bestätigen mit **OK** und TIM Connect schliessen. Anschliessend erneute Handkontrolle im Prüfstand-GUI. Die Handtemperatur sollte nun korrekt dargestellt werden (zwischen 25 und 35°C).

Bemerkung:

Falls das 6° -Objektiv verwendet wird (im Lieferumfang enthalten) können dieselben Schritte durchgeführt werden. Unter der Option „Optics“ muss dann dementsprechend das 6° -Objektiv selektiert werden. Mit diesem kann ein kleinerer Ausschnitt analysiert werden.

Schritt 6: Messparameter und Rahmenbe- dingungen

In **Register 2** werden nun verschiedene Prüfbedingungen und Überwachungsparameter eingestellt:

1. Riemenparameter:

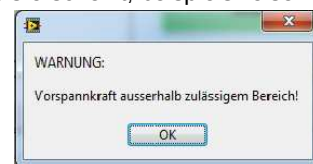
Hier wird der Durchmesser der Abtriebspulleys definiert. Dies wird benötigt für die korrekte Anzeige der Abtriebsdrehzahl.

2. Überwachung:

Folgende Überwachungsparameter können eingestellt werden:

- **max./min. Achslast**
- **max. Raumtemperatur**
(gemessen mit Sensor links neben Kühlaggregat)
- **max. Riementemperatur**
(gemessen über IR-Kamera)
- **max. Temperatur Lagerabluft**
(gemessen vor Austritt der Abluft)

Wird ein Wert über- bzw. unterschritten wird die Testmessung abgebrochen und die Anlage kommt zum sofortigen Stillstand (keine Auslaufphase). Ein Warnhinweis erscheint, beispielsweise:



Empfehlungen:

siehe Kapitel 6.2.5

Ist dies der Fall, muss das GUI über den „**Maschine EIN**“-Button beendet werden (Neuer Status: **Maschine AUS**). Anschliessend kann die Messung gespeichert und mit Schritt 3 fortgefahren werden.

3. Messeinstellungen:

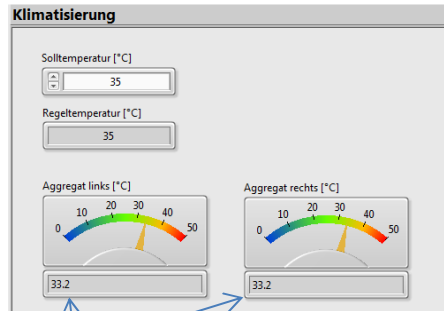
Folgende Messeinstellungen können vorgenommen werden:

- **Dateipfad und -name**
- **Messintervall**
(kann während der Messung angepasst werden)
- **Autosave-Intervall**
(Default-Einstellung: 100s)
- **Auslaufdauer**

In der Auslaufphase werden Riemen und andere Komponenten abgekühlt indem die Anlage mit niedriger Drehzahl ($n=100\text{min}^{-1}$), Lagerkühlung und aktivierten Kühlaggregaten weiterläuft. Nach der Auslaufdauer fährt die Anlage auf die Nullposition zurück und der Riemen wird entspannt.

Empfohlene Auslaufdauer: 20 Minuten

4. Klimatisierung:



Hinweis:

Die angegebenen Aggregat-Temperaturen liegen ca. 5-10°C über der Raumtemperatur weil sich der Sensor im Luftstrom der warmen Abluft befindet. Die Raumtemperatur aus dem **Block Umwelt** gibt die real herrschende Temperatur genauer wieder.

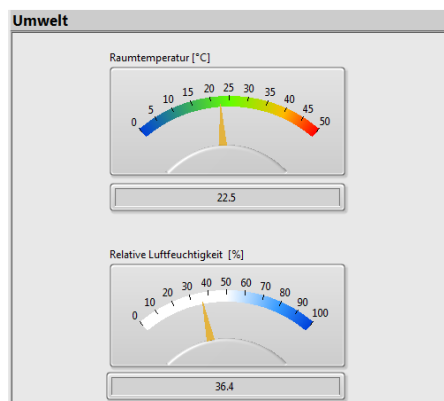
Dieser Block steuert die Kühlaggregate, welche an der Rückwand der Anlage montiert sind. Die Solltemperatur (entspricht der Regeltemperatur) wird mit der Aggregat-Temperatur verglichen. Für eine permanente Aktivierung der Kühlaggregate im Betrieb kann z.B. 15°C als Solltemperatur eingegeben werden; die Aggregate liefern dann ihre maximale Kühlleistung.

Bemerkung:

Die Kühlaggregate funktionieren nur bei geschlossener Haube. Sie werden über den Stecker an der linken Seite der Anlage aktiviert.



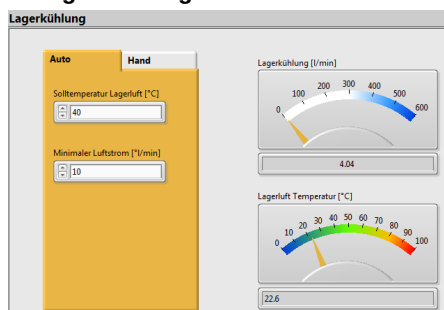
5. Umwelt:



Dieser Block informiert über die Umweltbedingungen (Temperatur und rel. Luftfeuchte), welche innerhalb der Klimakammer herrschen. Gemessen wird an der Rückwand, links neben dem Kühlaggregat.

Die gemessene Raumtemperatur dient als Istwert für die Regelung der Klimageräte, da dieser Wert genauer als die Temperatur in den Aggregaten ist.

6. Lagerkühlung:



Die Lagerkühlung kann auf zwei Arten erfolgen:

1. **Auto:**
Regelung über Solltemperatur der Lagerabluft und minimalem Luftstrom
Empfehlung: 30°C, 100l/min
2. **Hand:**
Eingabe des Überdrucks (Volumenstrom stellt sich ein)

Es wird empfohlen eine Druckluft-Zuleitung mit einem Durchmesser > 8mm zu verwenden.

Schritt 7: Handbetrieb EIN

Wenn alle Messparameter und Rahmenbedingungen gesetzt sind, kann im **Register 1** der Handbetrieb aktiviert werden. Der Handbetrieb ist aktiv, wenn der Button gelb hinterlegt ist. Zudem kann der Zustand mithilfe der Kontrollleuchten im Block **Maschinenstatus** überprüft werden.

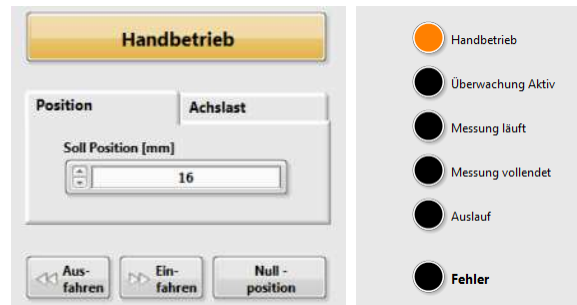


Abbildung 69: Aktivierter Handbetrieb (ersichtlich an der orangenen Kontrollleuchte)

Schritt 8: Riemen vorspannen

Zur Vorspannung des Riemens gibt es zwei Möglichkeiten:

1. über die Auflagedehnung (Längenmessung)
2. über die Eigenfrequenz des Riemens (vorhandenes Trumspannmessgerät erforderlich)

Um den Riemen gleichmässig vorzuspannen empfiehlt sich ein iteratives Vorgehen. Zunächst wird der Riemen leicht vorgespannt. Dies kann über den Button **Ausfahren** erreicht werden oder über die direkte Eingabe der **Soll Position** (in mm). Über den Anzeigebalken im Block **Vorschub** kann die **Achslast [N]** abgelesen werden. Es empfiehlt sich den Riemen auf etwa 50-80% des theoretisch berechneten Wertes vorzuspannen.

Achtung: Die Achslast ist bei einem Umschlingungswinkel von 180° am Antrieb doppelt so gross wie die Riemenvorspannung

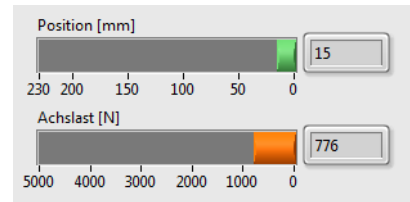


Abbildung 72: Position und Achslast

Anschliessend kann im Block **Antrieb** eine **Solldrehzahl von 100min⁻¹** eingegeben und mit Enter bestätigt werden.

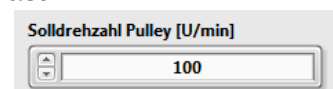


Abbildung 71: Solldrehzahl

Nach einigen Sekunden kann die Drehzahl wieder auf 0 zurückgesetzt werden (erneutes Bestätigen mit Enter) und die Auflagedehnung (bzw. die Eigenfrequenz) am Riemen gemessen werden.

Nun kann die Vorspannung durch weiteres Ausfahren des Linearmotors erhöht werden.



Abbildung 70: Messen der Auflagedehnung

Schritt 9: Messpunkte IR- Kamera

Nach jeder Änderung wird empfohlen den Riemen für einige Sekunden mit niedriger Drehzahl zu betreiben damit sich die Belastung gleichmäßig verteilen kann.

Diese Schritte werden so oft wiederholt, bis die gewünschte Auflage-
dehnung erreicht ist.

Vor der Definition der Messpunkte muss die IR-Kamera so ausgerichtet werden, dass der Riemen und mindestens ein Pulley im Bildausschnitt erkennbar sind.

Anschliessend können die Messpunkte über Koordinateneingabe gesetzt werden. Zu beachten ist dabei die Benennung der Messpunkte (Riemen, Welle oben, Welle unten), da diese auch im Ausgabefile übernommen werden. Ist das Kamerabild schlecht erkennbar werden folgende Schritte empfohlen:

1. Riemen mit 1000min^{-1} für ca. 30 Sekunden betreiben
2. Temperaturskala rechts anpassen (z.B. von 23-30°C)
3. Fokus am Kameraobjektiv einstellen, bis das Bild scharf ist

Sind die Messpunkte korrekt gesetzt und wird die Kamera in Zukunft nicht mehr verstellt, empfiehlt es sich die Werte als Standard zu setzen. dies wird über **Rechtsklick auf ein Eingabefeld → Data Operations → Make Current Value Default** erreicht. Diese Option ist nur verfügbar, wenn sich das Programm im ausgeschalteten Zustand befindet.

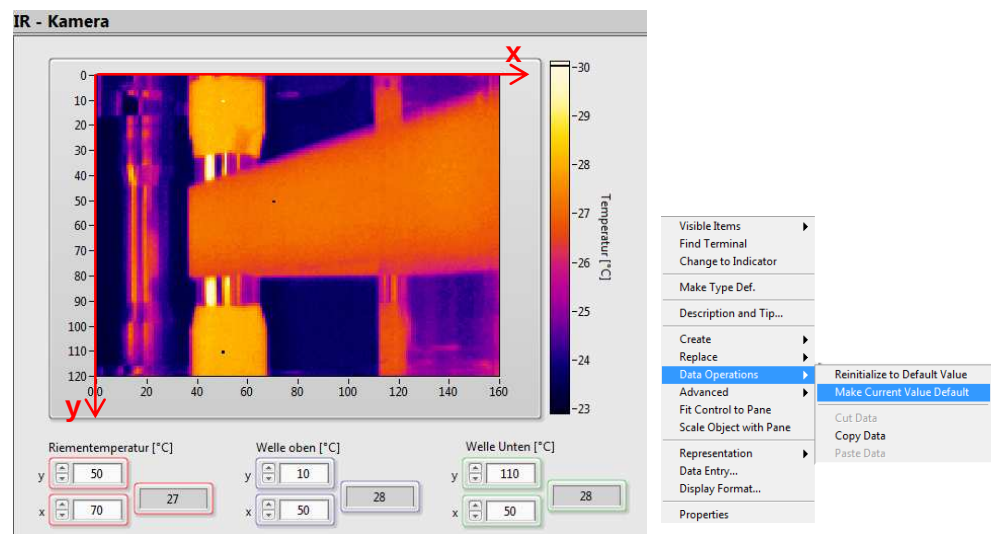


Abbildung 73: Wärmebild von Riemen und Welle

Bemerkung:

Reflektierende Materialien können von der IR-Kamera nicht exakt gemessen werden. Die Welle sollte daher an den Messpunkten mit einem Klebeband mit niedrigem Emissionsgrad beklebt werden. Wichtig dabei ist der direkte Kontakt zum Metall, da sonst die Wellentemperatur nicht korrekt wiedergegeben wird.

**Schritt 10:
Messdauer**

Als nächstes kann im Register 1 die **Messdauer** (Format: [hh:mm]) und allfällige **Bemerkungen** eingegeben werden. Über die Statusleuchten kann sich der Benutzer vergewissern, dass der Handbetrieb immer noch aktiviert ist.

Abbildung 74: Definition der Messdauer

**Schritt 11:
positions- oder
achslast-
gesteuerte
Messung**

Die Messung kann entweder **positions- oder achslastgesteuert** erfolgen. Bleibt die Position konstant, nimmt die Achslast mit der Zeit ab, da der Riemen relaxiert. Stellt man hingegen auf achslastgesteuerten Betrieb um, wird sich der Riemen während dem Test längen, da das Material kriecht. Die Linearführung arbeitet in diesem Fall automatisch.

Abbildung 75: positions- oder achslastgesteuerte Messung

**Schritt 12:
Handbetrieb OFF**

Nach der Wahl der Messmethode kann nun der **Handbetrieb** durch Klick auf den Button deaktiviert werden. Die Statusleuchte **Handbetrieb** ist nun aus und die **Überwachung aktiv**. Dies bedeutet, dass sich die Anlage innerhalb der Überwachungsparameter aus Register 2 befindet.



Schritt 13:
Haube schliessen

Beim Schliessen der Haube muss überprüft werden, ob der Schlüssel für die Aktivierung der Klimageräte korrekt in der Buchse steckt. Die Klimageräte sollten nun hörbar aufstarten und nach einigen Sekunden wieder leiser werden.



Abbildung 76: Schalter für Klimageräte

Schritt 14:
Drehzahl einstellen

Als letzter Schritt vor Messbeginn kann nun die gewünschte **Drehzahl** der Abtriebspulleys eingegeben werden.

Bemerkung:

Die maximale Drehzahl des Antriebes beträgt 2850 min^{-1} . Dies entspricht einer Drehzahl am Abtrieb von $11'400 \text{ min}^{-1}$ (bei Pulley- $\varnothing 25 \text{ mm}$). Durch eine Wasserkühlung des Motors könnten noch höhere Drehzahlen erreicht werden, was konstruktiv jedoch mit einem größeren Aufwand verbunden wäre.

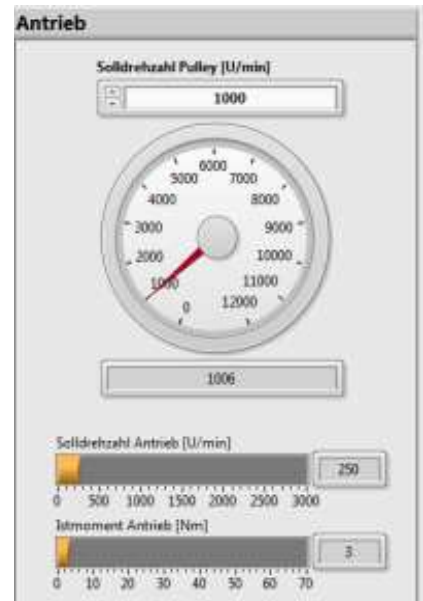


Abbildung 77: Solldrehzahl Abtrieb

Schritt 15:
Messung starten

Mit dem Klick auf **Messung starten** beginnt der Test, erkennbar an der blauen Statusleuchte **Messung läuft**.

Abbildung 78: Starten der Messung, Statusleuchten beachten

**Ablesen der
Messwerte**

Leistungsdifferenz (gesamte Verlustleistung):

Im Register 1 ist die gesamte Verlustleistung der Anlage dargestellt. Die Skala kann durch Klick in den Minimal-/Maximalwert beliebig angepasst werden. Die Verlustleistung wird nicht ins Excel geschrieben. Aber aus der Drehzahl und dem Moment kann die Leistung berechnet werden.

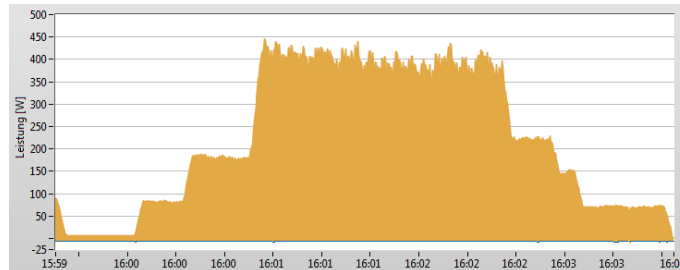


Abbildung 79: Beispiel der Verlustleistung

Temperaturen:

Ebenfalls in Register 1 werden die Temperaturverläufe der drei IR-Messpunkte, der Raumluft und der Lagerkühlung dargestellt. Auch hier kann die Skala beliebig angepasst werden.

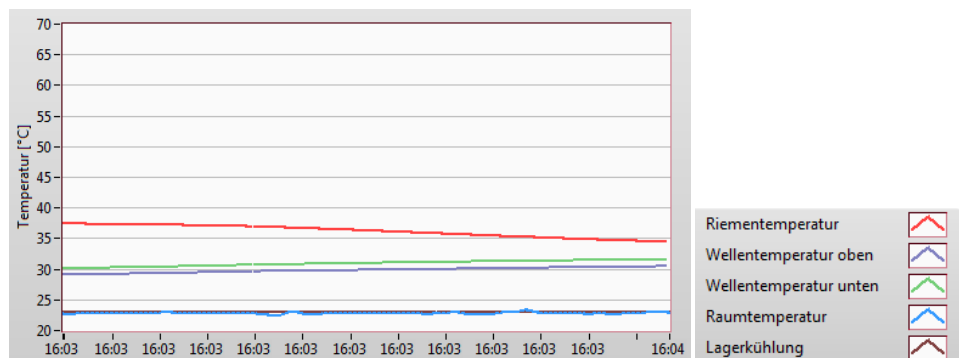


Abbildung 80: Temperaturverläufe (Legende rechts)

**Frühzeitiges
Beenden der Mes-
sung**

Soll die Messung durch den Benutzer frühzeitig abgebrochen werden geschieht dies über den Button **Messung speichern**. Die bisherigen Messdaten werden in ein Excel-File geschrieben und die Maschine läuft ohne Auslauf weiter. Der Benutzer muss manuell die Drehzahl senken und nach kurzer Abkühlphase die Anlage stoppen.

**Messung korrekt
beendet**

Läuft die Messung ohne Zwischenfälle ab, wechselt die Anlage nach Ablauf der Messdauer automatisch in den **Auslaufmodus** (zu erkennen an der gelben Statusleuchte). Nach der Auslaufphase schaltet der Antrieb ab, die Kühlung wird deaktiviert und die Linearführung fährt auf die Nullposition zurück.

Die Messdaten werden in diesem Fall automatisch in ein Excel-File geschrieben.



Abbildung 81: Statusleuchten nach korrekt beendeter Messung

6.2.5 Empfehlungen für die Überwachung

Überwachungsparameter

Um einen reibungslosen Ablauf der Messungen zu garantieren, werden in diesem Kapitel einige Empfehlungen für die Wahl der Überwachungsparameter vermittelt.

Achslast:

Die maximale Achslast sollte entsprechend dem getesteten Riemen gewählt werden (Erfahrungswert) und **max. 5kN betragen**.

Die minimale Achslast kann während Schritt 8: Riemen vorspannen, ermittelt werden. Der Wert sollte so gewählt werden, dass **am Pulley Nr. 7 kein Durchrutschen (Gleitschlupf)** auftritt.



Abbildung 82:
Pulley Nr. 7

Maximale Raumtemperatur:

Wird mehr Wärme durch Lagerung und Riemen erzeugt als die Klimageräte abführen können steigt die Temperatur in der Klimakammer kontinuierlich an. In diesem Fall ist es empfehlenswert eine maximale Raumtemperatur zu definieren, welche **ca. 20°C unter der maximal erlaubten Riementemperatur** liegt (Erfahrungswert).

Maximale Riementemperatur:

Dieser Wert wird **entsprechend der Verbindungsart** (Classic oder Quick-Splice), persönlicher Erfahrung oder Ziel des Testes festgelegt.

Maximale Temperatur Lagerabluft:

Die Überwachung der Lagerabluft soll ein automatisches Abschalten der Anlage garantieren, falls während der Messung ein Defekt an einem der Lager auftritt. Zu Beginn wird empfohlen einen genügend hohen Wert einzugeben (z.B. 50°C). Befindet sich das System in einem stationären Zustand (kann unter Umständen mehrere Stunden dauern) kann der Wert der Lagerablufttemperatur abgelesen werden und mit einem **Aufmass von 3-5 K** in der Überwachung eingegeben werden.

Beispiel: Nach 5 stündiger Messung ändern sich die Temperaturen nicht mehr und die Lagerablufttemperatur beträgt 31.6°C. Im Überwachungsblock kann nun für die maximale Temperatur Lagerabluft 35°C eingegeben werden.

Lagerkühlung

Während der Messung können die Einstellungen für die Druckluftkühlung verändert werden. Je tiefer der Wert für die **Solltemperatur unteres Lager**, desto grösser der Volumenstrom (Druckluftkühlung versucht die Temperatur im Lager durch grösseren Volumenstrom zu senken). Es wird ein Wert **zwischen 25 und 35°C** empfohlen.

Als **Minimaler Luftstrom** wird ein Wert von **100l/min** empfohlen damit eine genaue Messung der Lagerablufttemperatur sichergestellt ist.

6.2.6 Ausschalten der Anlage

Schritt 1: Nullposition anfahren

Für eine einfachere Demontage des Riemens wird empfohlen vor Ausschalten der Maschine die Nullposition anzufahren. Die Anlage muss sich dafür im **Handbetrieb** befinden. Anschliessend kann über den Button die **Nullposition** angefahren werden.



Abbildung 83: Nullposition anfahren

Schritt 2: Programm schliessen

Das Programm kann nun über den **Maschine EIN**-Button beendet werden. Anschliessend kann LabVIEW beendet und der **PC heruntergefahren** werden.

Schritt 3: PXle ausschalten

Als nächstes wird das **PXle Datenerfassungsgerät** ausgeschaltet, indem der ON/OFF-Schalter **für ca. 2 Sekunden** gedrückt wird.

Schritt 4: Hauptschalter

Durch Umlegen des **Hauptschalters auf die Stellung OFF** wird die Stromzufuhr zur Anlage unterbrochen.

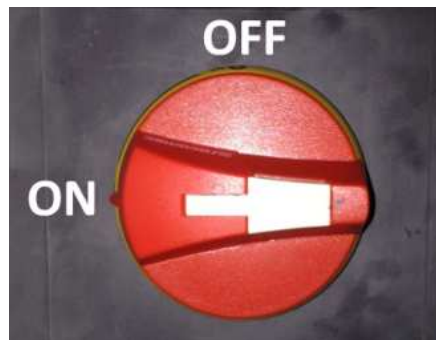


Abbildung 84: Hauptschalter (ON)

Schritt 5: Druckluft

Als letztes kann das **Druckluftventil geschlossen** werden und der Druckluftschlauch bei Bedarf abgehängt werden.

6.3 Wartung

6.3.1 Pulleys

Schmierung

Die Schmierung der Lager ist regelmässig durchzuführen um die Lebensdauer der Ab- sowie Antriebslager bei gegebenen Belastungen zu gewährleisten. Es kann hierfür die mitgelieferte Fettpresse verwendet werden.

Es gelten folgende Schmierintervalle und Schmierstoffmenge bei Belastungen ($F=5\text{kN}$, $n=6500\text{ U/min}$) der Anlage einzuhalten:

- Abtriebslager (Umlenkpulley) alle **1280 h bei ca. 2g Fett**
- Antriebslager alle **1870 h bei ca. 4g Fett**

Der exakte Zeitpunkt für die Nachschmierung ist abhängig von den Betriebsbedingungen der Anlage. Sind die Einsätze nicht bei max. Parametern so sind die Schmierintervalle grundsätzlich unter realen Betriebsbedingungen zu ermitteln.

Dies entspricht bei Dauerbetrieb und max. Betriebsparametern (Drehzahl, Achslast) der Anlage einem Schmierintervall von rund 2 Monaten. Eine jährliche Kontrolle der Umlenklagerung durch öffnen des Gehäuses ist zu empfehlen. Dabei sollte das alte Fett gegen neues Fett getauscht werden.

Fett

Für das Schmieren sämtlicher Lager wird das **Fett LGMT2** verwendet. Es handelt sich um ein mit Lithiumseife angedicktes Fett auf Mineralölbasis. Dies kann über Kull Laube oder direkt bei SKF bezogen werden.

Hinweis

Bei nicht sachgemässer Schmierung oder Vernachlässigung ist ein Erreichen der berechneten Lebensdauer nicht garantiert.

Eine Empfehlung um die Lebensdauer der Lager längerfristig zu garantieren und dabei die Anlage auf den max. möglichen Riemengeschwindigkeiten zu betreiben (Siehe Kapitel 0), sollten dabei die grösseren Abtriebspulley verwendet werden. Sofern der Umschlingungswinkel für die Messung nicht von Bedeutung ist.

6.3.2 Linearführungen

Ausrichtung

Beachten Sie die Ausrichtungen der Linearführungen im Falle eines erneuten Positionswechsels der Anlage. Stellen Sie sicher, dass die Parallelität nach den Montagehinweisen ITEM (im Anhang ersichtlich) eingehalten wird. Eine unsachgemässe Ausrichtung reduziert die Lebensdauer der Führungen.

Nachschmieren

Der exakte Zeitpunkt und die erforderliche Nachschmiermenge sind grundsätzlich unter realen Betriebsbedingungen zu ermitteln.

Bei zu langen Schmierintervallen oder zu geringer Schmierstoffmenge tritt bevorzugt in der Umkehrlage der Hubbewegung eine rotbraune Verfärbung des Schmierstoffes auf.

Es wird auch hier Lithiumseife angedicktes Fett auf Mineralölbasis empfohlen. Die Fettmenge beträgt 0.5-1.2 g oder bis mindestens frisches Fett austritt!

6.3.3 Sonstiges

Schlüssel

Für den Schubladenkorpus der Anlage ist ein Schlüssel notwendig (im Lieferumfang dabei). Bei Verlust des Schlüssels, kann dieser über die HSR/IWK wieder bezogen werden.

Bemerkung: Der Schlüssel **XCAD3117** resp. Schubladenkorpus wird vom Gebäudedienst der Hochschule verwaltet.

Back Up des Steuerungscomputers

Der Steuerungscomputer verfügt über eine BackUp-CD des ausgelieferten Zustandes der Anlage. Diese ist im Falle eines Absturzes als Kopie an der HSR/IWK und bei Ammeraal im Dokumentationsordner abgelegt.

Haftungsausschluss

Das IWK hat die beschriebenen Entwicklungsarbeiten nach bestem Wissen und Gewissen mit grösstmöglicher Sorgfalt ausgeführt. Alle beschriebenen Komponenten inkl. Software wurden ausgiebig getestet und funktionieren einwandfrei und korrekt. Das IWK schliesst jegliche Haftung für Schäden (egal welcher Art), die durch Benutzung oder Manipulation am Prüfstand entstehen, aus. Die Benutzung des Prüfstandes geschieht in der alleinigen Verantwortung des Bedienpersonals. Das IWK schliesst jegliche Haftung für Schäden infolge von Programmier- oder Messfehlern aus, auch evtl. damit verbundene Folgeschäden aus der Nutzung der erfassten Daten.

Rapperswil, 28.05.2014

6.4 Flussdiagramm zur Programmbedienung

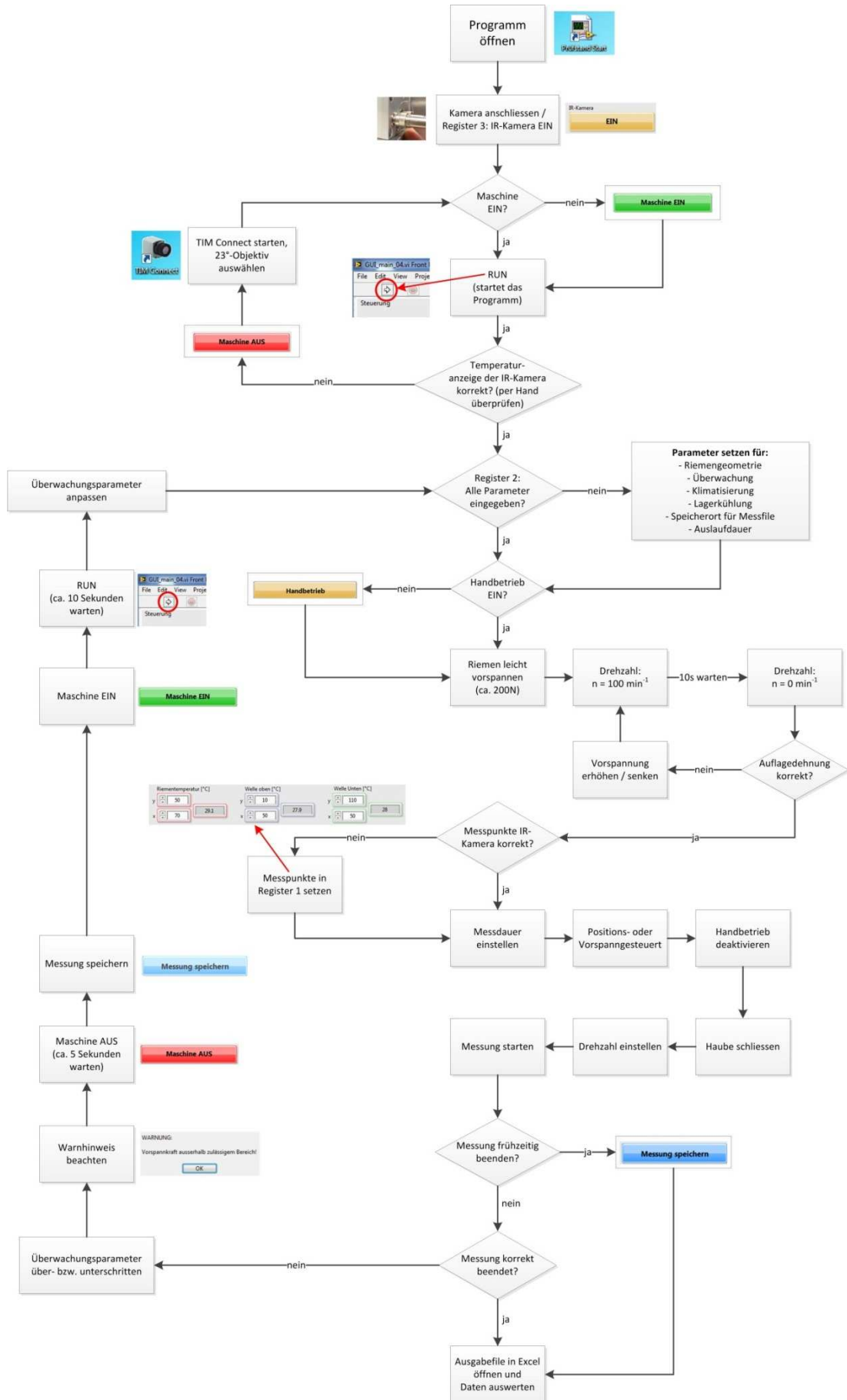


Abbildung 85: Flussdiagramm Messablauf

7 Programmarchitektur

7.1 Software

Die Steuerung des Riemenprüfstandes basiert auf **LabView 2012 SP1** Entwicklungsumgebung. Folgende zusätzliche Software ist für den Betrieb oder Konfiguration erforderlich:

- **TIM Connect Software von MicroEpsilon:** Treibersoftware der Infrarotkamera
- **IndraWorks von Bosch Rexroth:** Konfiguration und Programmierung der IndraDrive Servotreiber
- **IndraDrive_NI_Treiber:** Labview VI-Bibliothek für die Schnittstelle Indradrive-Labview

7.1.1 TIM Connect Software

TIM Connect installiert die Treibersoftware und bietet eine Benutzeroberfläche zur Konfiguration und Verwendung der Kamera.

Hinweis: Nach der Installation des Hauptprogramms muss der Ordner: [\TIM-InfraRed\ipc\LabView\IR Imager Vis\IR Imager](#) in das LabView Verzeichnis „instr.lib“ kopiert werden.

Achtung: Die Datei „ImagerIPC.dll“ im Ordner [\TIM-InfraRed\ipc\LabView\IR Imager Vis\IR Imager\ImagerIPC](#) ist NICHT funktionsfähig. Sie muss durch die gleichnamige Datei aus [\TIM-InfraRed\ipc](#) ersetzt werden.

7.1.2 IndraWorks

Die Lizenzpflichtige Software wird für die Konfiguration der Motoren verwendet. Für die Kommunikation mit LabView ist das vorgefertigte Programm „[UDP_MLD_TreiberMPx17_V2.0.par](#)“ auf die interne SPS der Indradrive zu laden. Ebenfalls müssen einige Parameter gemäss Anleitung (Dokumentation IndraDrive_deutsch_V02 im Anhang ersichtlich) angepasst werden.

7.1.3 IndraDrive_NI_Treiber

Die Vis aus dem Ordner müssen in das Labview VI-Verzeichnis kopiert werden.

Achtung: Die Vis kommunizieren über funktionale, globale Variablen. Beim gleichzeitigen Gebrauch mehrerer IndraDrives müssen die vorgefertigten Vis angepasst werden, da es sonst zum Übersprechen der Motorenkommunikation kommt.

7.2 Prozesse Labview

7.2.1 Übersicht

Das Labviewprogramm ist in mehrere Prozesse unterteilt und im Blockdiagramm (aufrufbar mit CTRL + E) geometrisch wie in der folgenden Grafik angeordnet:



Abbildung 86: Anordnung Prozesse

Die Kommunikation der Prozesse untereinander wurde mit lokalen Variablen realisiert, die mehrheitlich zu den Objekten der grafischen Oberfläche gehören.

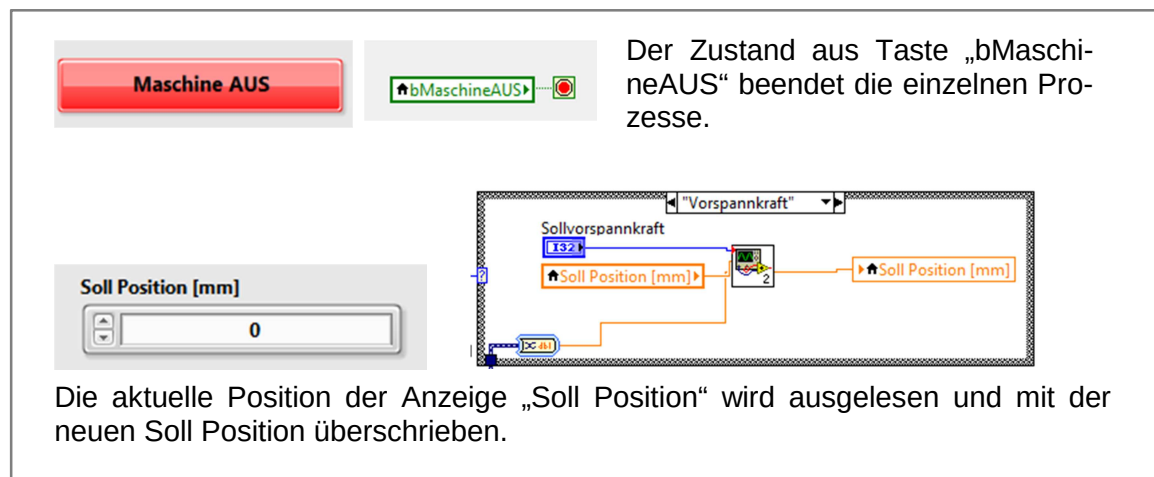


Abbildung 87: Beispiele Kommunikation mit lokalen Variable

7.2.2 Antriebskontrolle

Der Prozess der Antriebskontrolle basiert auf der Labview – Indradrive Schnittstelle von Bosch Rexroth und wurde für die Verwendung im Riemenprüfstand angepasst. Sie stellt eine UDP-Schnittstelle mit dem Indradrive her, die der Kontrolle und Überwachung der Servomotoren dient. Dazu müssen die Indradrive entsprechend konfiguriert sein. (Kap. 7.1.2)

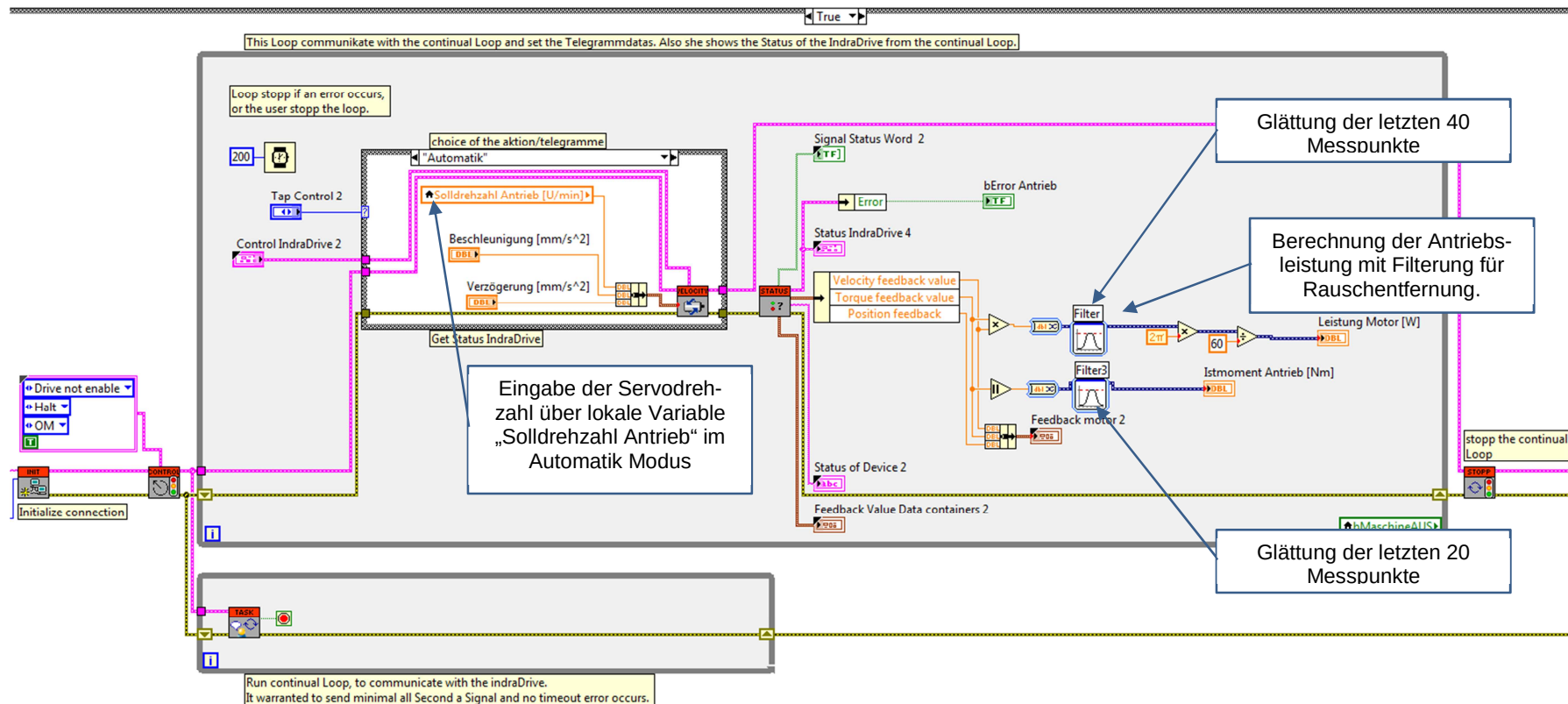


Abbildung 88: Prozess Antriebskontrolle

7.2.3 Vorschubkontrolle

Analog zur Antriebskontrolle stellt der Prozess der Vorschubkontrolle eine UDP Schnittstelle zum IndraDrive des Vorschub-Servomotors her.

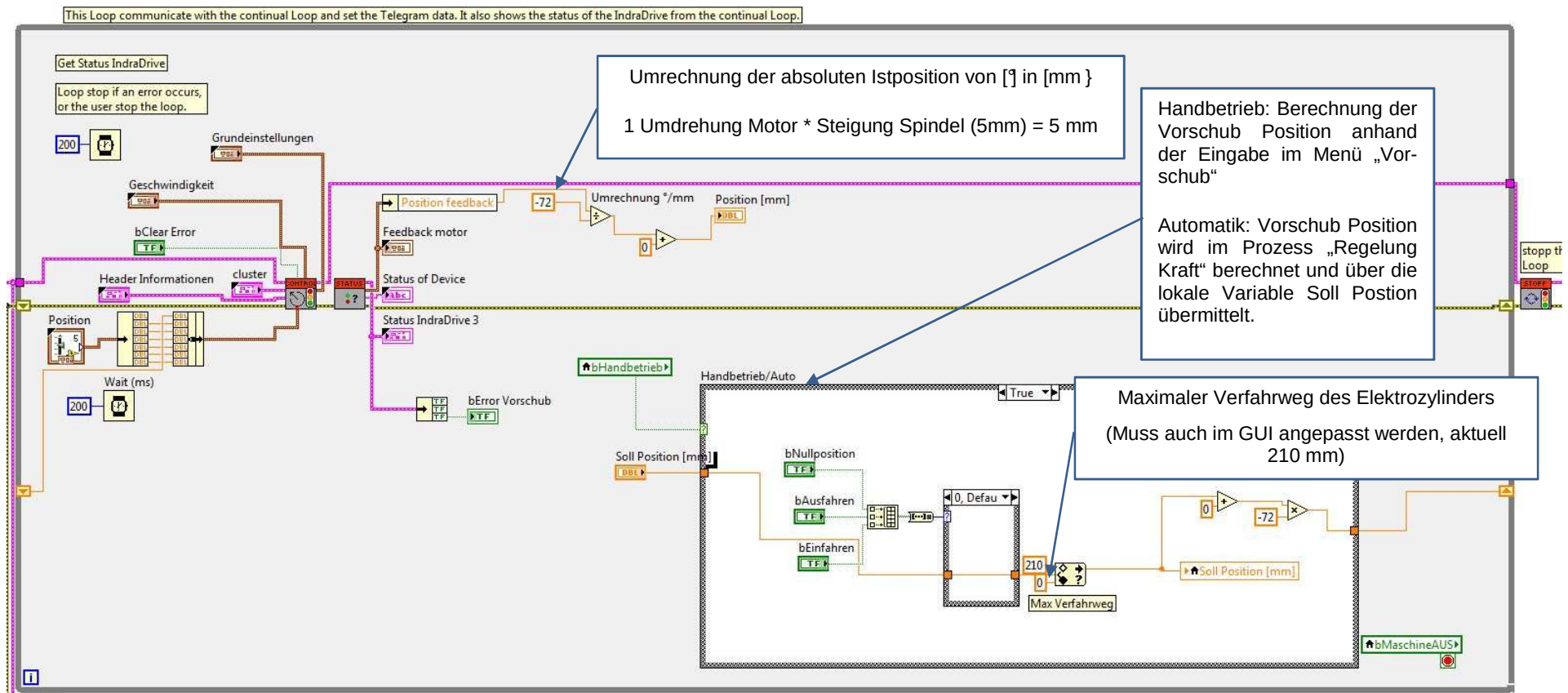


Abbildung 89: Vorschubkontrolle

7.2.4 Kontrolle Klimagerät 1 und 2

Die Kontrolle der Klimageräte wird mittels einer seriellen Verbindung realisiert. Dazu wird je ein USB Anschluss als virtueller COM Port emuliert. Ein von der Firma Seifert entwickeltes Protokoll ermöglicht das Einstellen der Regeltemperatur und das Auslesen der aktuellen ist-Temperatur. (Siehe Dokument Serial Protocol im Anhang).

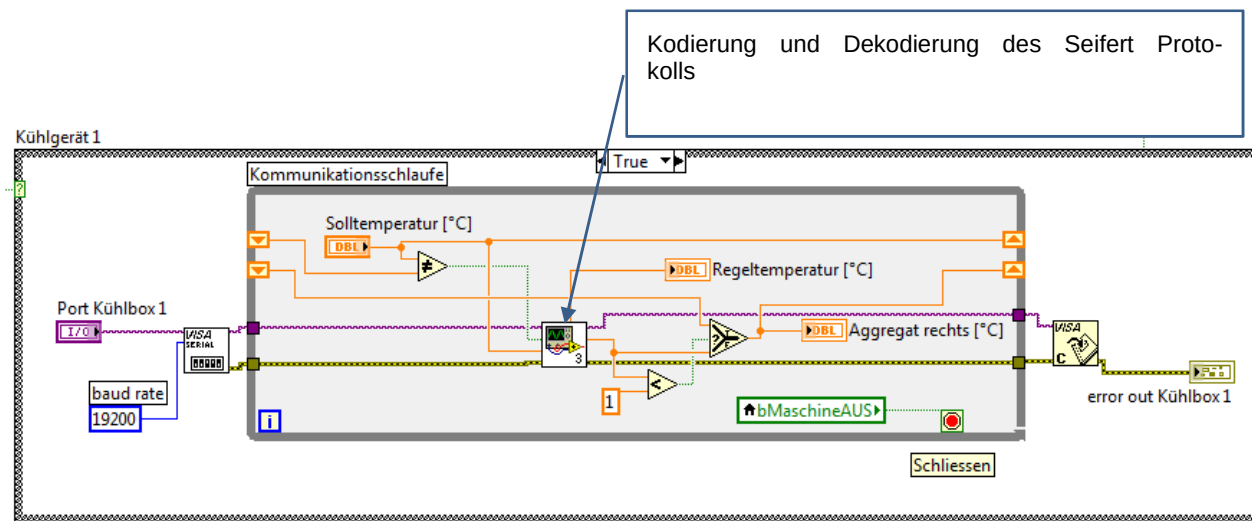


Abbildung 90: Kontrolle Klimageräte 1

7.2.5 Hauptsteuerung

Dieser Prozess ist für die Steuerung des Messablaufes zuständig, sowie der Umrechnung der Antriebsdrehzahl ($n_{\text{Abtrieb}} = n_{\text{Antrieb}} \cdot d_{\text{Antrieb}}/d_{\text{Abtrieb}}$) anhand des Pulleydurchmessers. Der Auslauf nach einer jeweiligen Messung kann bei der Auslaufkontrolle nach Wunsch angepasst werden.

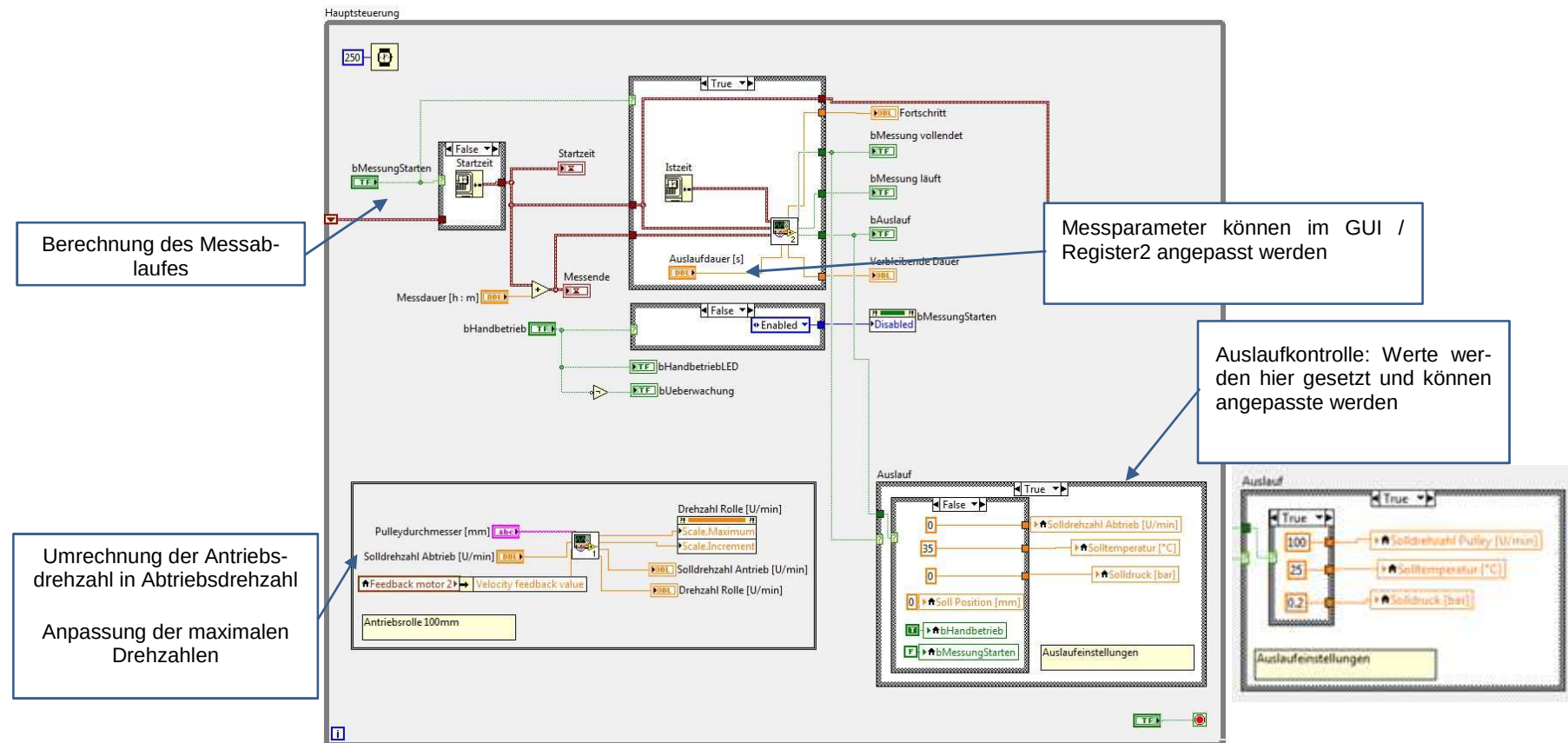


Abbildung 91: Hauptsteuerung

7.2.6 Messdaten aufzeichnen

Der Prozess zeichnet nach dem Starten der Messung die Messdaten in einem Array auf. Die Daten werden automatisch nach einer voreingestellten Zeit (Autosave Kapitel 6.2.4 Schritt 6: Messparameter und Rahmenbedingungen) und nach Beenden der Messung in einem Textfile gespeichert. Dem durch den Benutzer festgelegten Dateinamen wird das Startdatum der Messung angehängt.

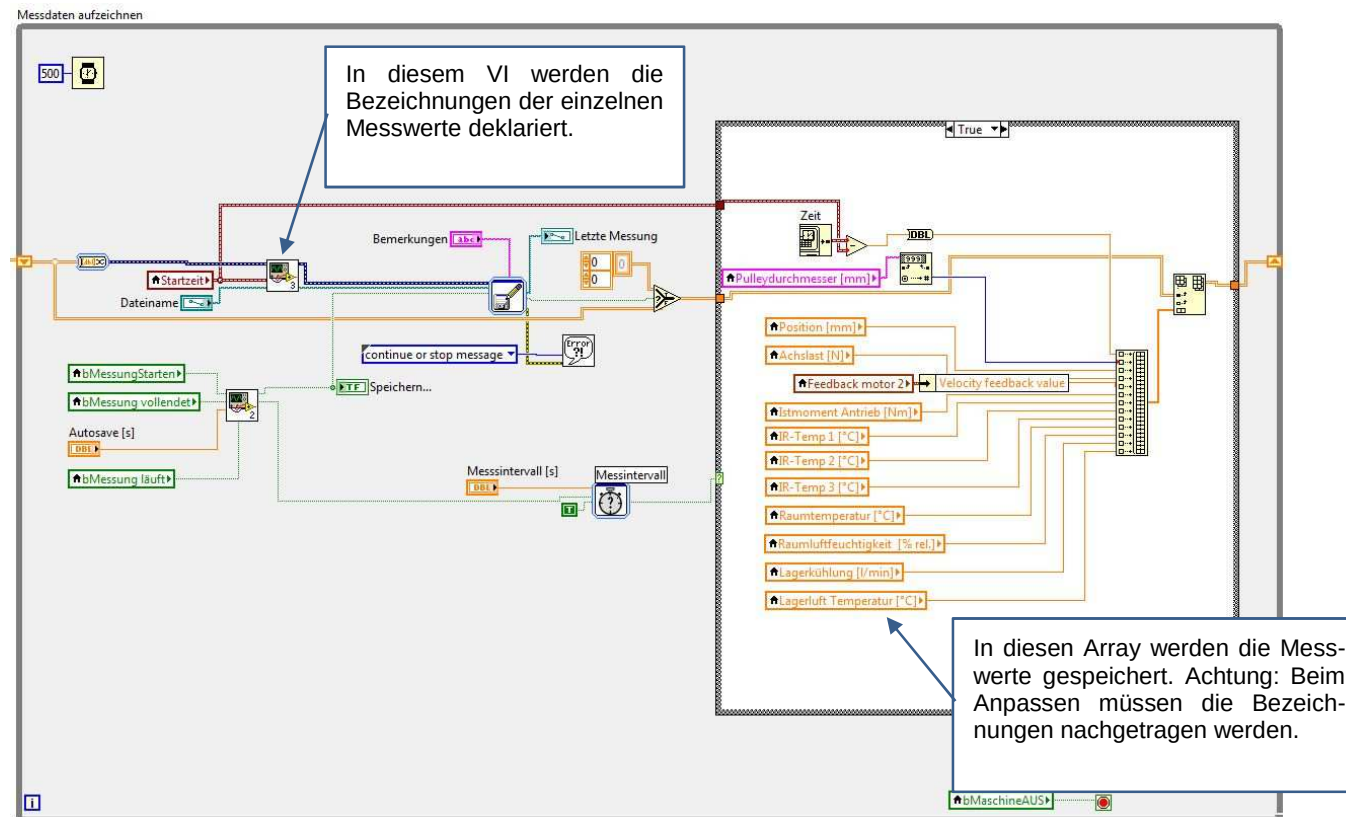


Abbildung 92: Messdaten aufzeichnen

7.2.7 Datenerfassung, Regelung Kraft, Regelung

In diesem Prozess werden die Daten Ein- und Ausgänge des PXIe Datenerfassungsmoduls gelesen bzw. geschrieben. Ebenfalls erfolgen die Regelung der Achslast und die Regelung der Lagerkühlung in diesem Prozess.

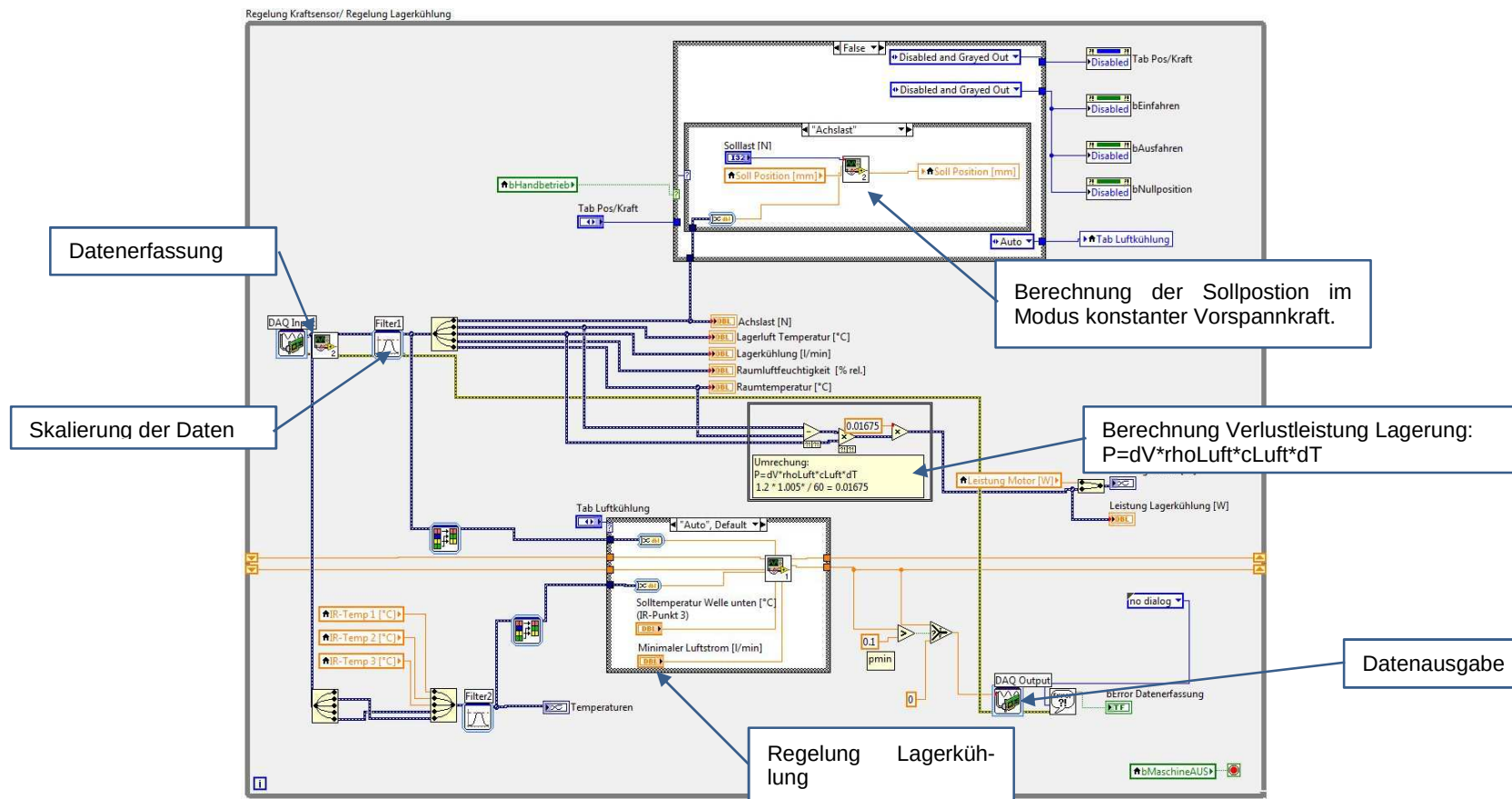


Abbildung 93: Datenerfassung

7.2.8 Überwachung

Der Überwachungsprozess kontrolliert, ob die vom Benutzer festgelegten Grenzwerte während des Betriebs nicht überschritten werden (Kapitel 6.1 Register 2). Oder andere Maschinenfehler auftreten. Andernfalls wird die Anlage heruntergefahren und eine Warnmeldung wird generiert. Genauere Angaben zum einstellen der Überwachungsparameter erfolgt über das GUI. (Kapitel 6.2.5)

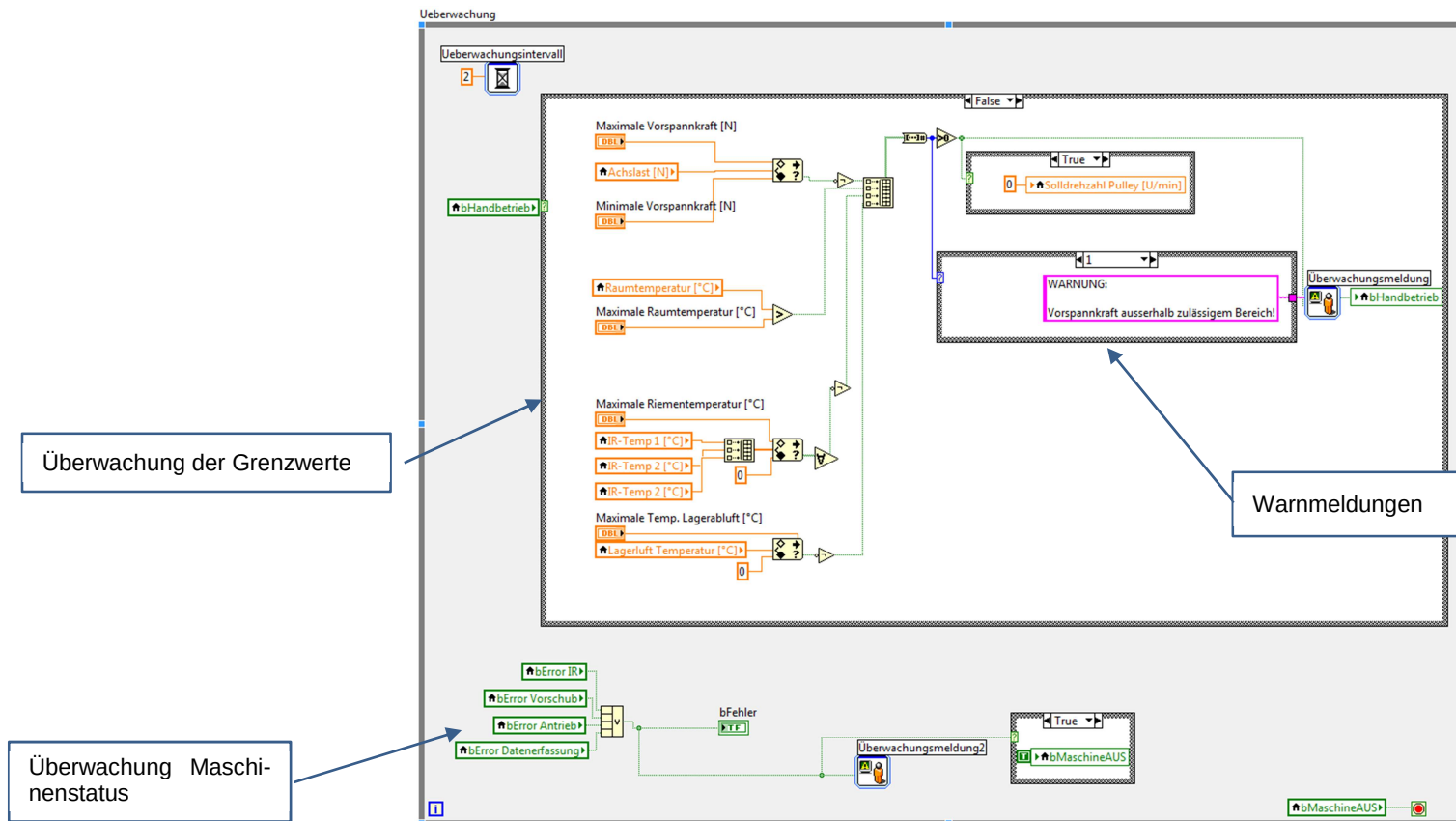


Abbildung 94: Überwachung

7.2.9 Kontrolle IR-Kamera

Das von der Firma Micro Epsilon vorgefertigte VI öffnet im Hintergrund die Software „TIM-Connect“, welche für den Betrieb der USB-Infrarotkamera erforderlich ist und stellt das Temperaturbild zur Verfügung. Die Positionen der Temperaturpunkte erfolgt über das GUI. (Kapitel 6.2.4 Schritt 5 und 9)

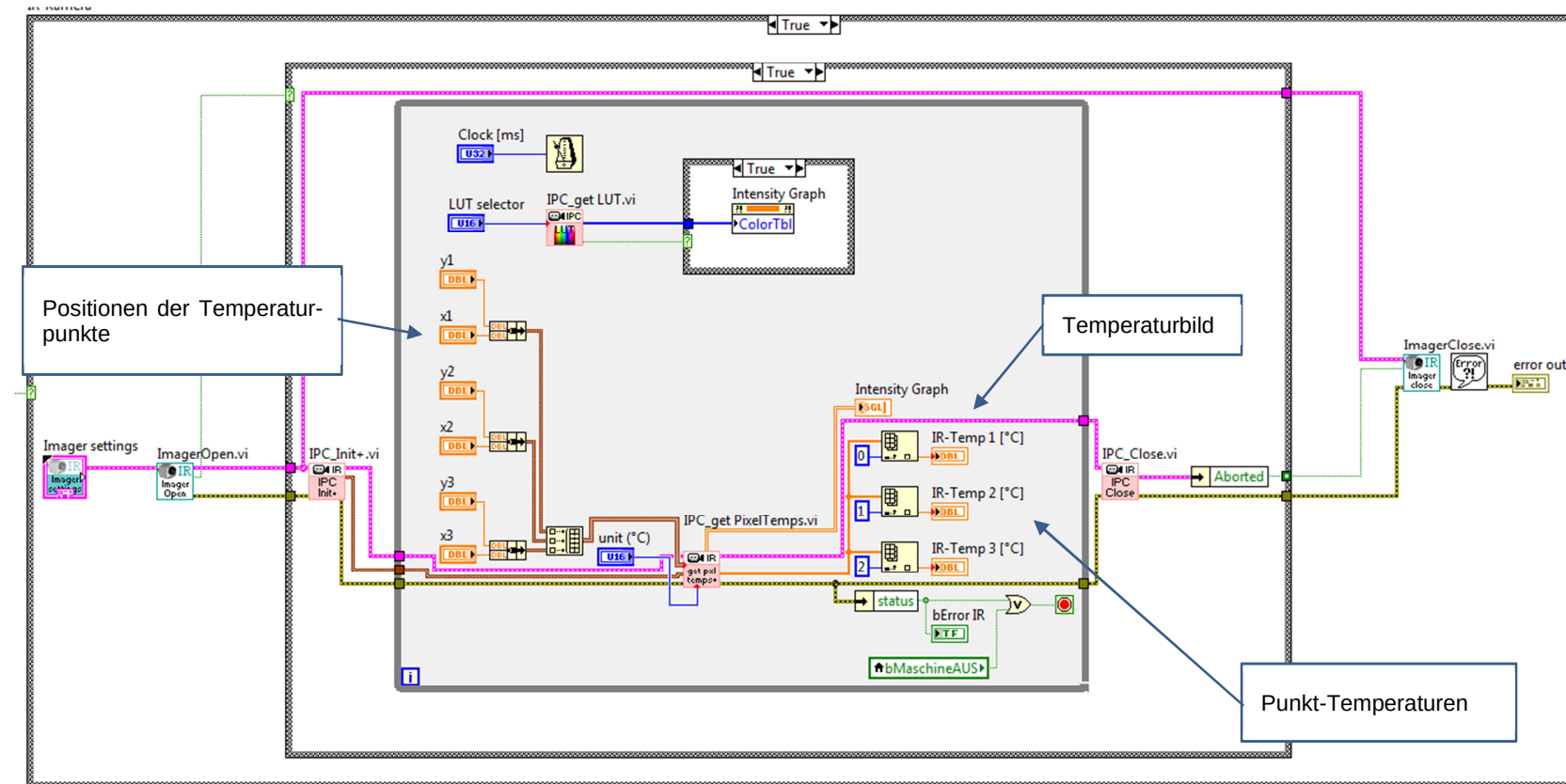


Abbildung 95: Kontrolle IR-Kamera

8 Quellenangaben

- [1] Roloff/Matek: Maschinenelemente (19. Auflage, 2009): Kapitel 16
- [2] G.Niemann/H.Winter: Maschinenelemente Band 3 (2. Auflage, 2004): Kapitel 27, s.147
- [3] B.Künne: Einführung in die Maschinenelemente (2. Auflage, 2001): Kapitel 12, s.309
- [4] G. Ehrenstein: Praxis der thermischen Analyse von Kunststoffen (2. Auflage, 2003)
- [5] http://fb05.h-bonn-rhein-sieg.de/annamedia/Bilder/projekte/Dentalmassen/Funktionsprinzip_DSC_DMA_DEA.pdf
(Funktionsprinzip von DSC, DMA und DEA, 9.1.2014)
- [6] <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/power-loss-bearing-temperature/index.html>
(Power loss and bearing temperature, 9.1.2014)
- [7] J. Kunz: Grundzüge der Berechnung von Kunststoffteilen (Skript zum MAS-Studium Kunststofftechnik, 2013)
- [8] H. Domininghaus: Kunststoffe – Eigenschaften und Anwendungen (7. Auflage, 2008)
- [9] http://de.wikipedia.org/wiki/Quadratisches_Mittel (10.1.2014)
- [10] M.ten Bosch: Berechnung der Maschinenelemente (3. Auflage, 1951)