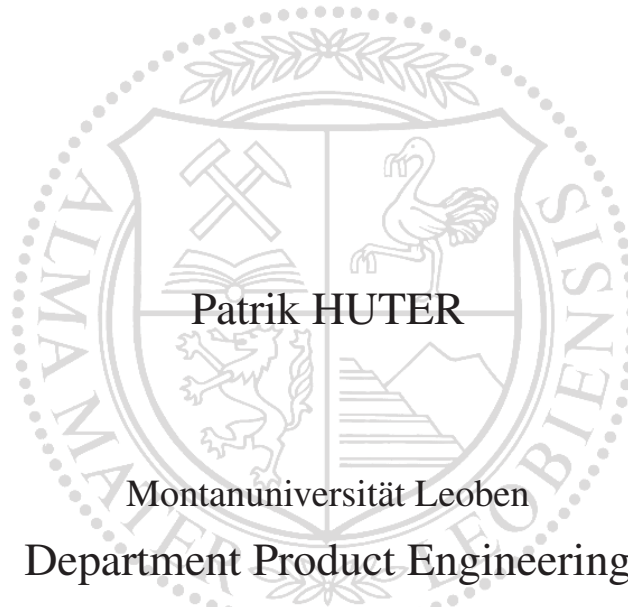


ENTWICKLUNG EINER
UMLAUFBIEGE-PRÜFMASCHINE FÜR DIE IN-SITU
UNTERSUCHUNG DER RISSINITIIERUNG UND DES
MIKROSTRUKTURELLEN RISSFORTSCHRITTS

DIPLOMARBEIT



Patrik HUTER

Montanuniversität Leoben

Department Product Engineering

Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau

Leoben

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wilfried Eichlseder

April 2011





Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meines Studiums Montanmaschinenwesen mit Schwerpunkt Computational Design am Department Product Engineering, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau, an der Montanuniversität Leoben.

Dem Leiter des Lehrstuhls, Herrn Univ.-Prof. DI Dr. Wilfried Eichlseder, danke ich für die Schaffung der Voraussetzungen zur Durchführung dieser Arbeit.

Herrn. DI Dr. mont. Christian Oberwinkler danke ich für seine wertvolle und gewinnbringende Betreuung und Hilfestellung, besonders in der Entwicklungsphase.

Desweiteren möchte ich mich bei Herrn DI Dr. mont. Christoph Guster und Herrn. DI Manuel Wohlfahrt, für die geduldigen Stunden, die sie mit Korrekturlesen aufwandten, bedanken.

Zudem bedanke ich mich bei Herrn DI Dr. mont. Gerhard Winter für die Hilfestellung während der Inbetriebnahme und Programmierung der SPS.

Der größte Dank gilt jedoch meinen Eltern, die mir das Studium ermöglicht und mich während dieser Zeit stets begleitet, unterstützt und motiviert haben.

Patrik Huter
Leoben, 14. März 2011



Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Huter Patrik
Leoben, 14. März 2011



Abstract

The present diploma thesis deals with the realization of a rotating bending fatigue testing machine, which analyzes in-situ crack initiation and crack growth with the help of a confocal laser reflected light microscope. For this, a standard rotating bending specimen with a diameter of 4 mm was used. This setup facilitates examining the behaviour of short crack growth of various materials such as steel, ductile iron and titanium with respect to grain structure. It can also be transformed into a mounting stage for a scanning electron microscope, thus enabling analysis of any open cracks on the surface of the specimen.

To begin with, different construction types were compared with each other to find the most suitable assembly for this purpose. The electrical and mechanical design plans, according to which the machine was constructed, were created keeping in consideration the calculated strength of the materials and safety regulations. The machine is operated by an optimized user-friendly software.

During the start-up phase, trials were conducted using austempered ductile iron (*ADI*). They delivered excellent results in terms of accuracy, simplicity and rapidity. In addition, the thesis includes a fracture mechanical evaluation and discussion of the findings of the tests with *ADI*. They showed that the microstructural cracks were initiated on the nodular graphite at the surface within the initial 10% of the load cycles to rupture. With progressing fatigue, the sub-surface cracks which primarily originated in vicinity of the underlying nodular graphite, began to appear on the surface.

Kurzfassung

Diese Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Realisierung einer Umlaufbiege-Prüfmaschine, die es ermöglicht, in Verbindung eines konfokalen Laser-Auflichtmikroskops, in-situ Rissinitierung und mikrostrukturellen Risswachstum zu untersuchen. Dazu wird eine Schwingprobe mit einem Prüfdurchmesser von 4 mm verwendet. Mit dieser Prüfmaschine kann das Verhalten des Kurzrissswachstums verschiedener Werkstoffe, wie Stahl, Gusseisen und Titan untersucht werden, unter Berücksichtigung der Gefügestruktur. Zudem kann die Prüfmaschine in eine Halterung umgebaut werden, die es ermöglicht, geöffnete Risse an der Schwingprobe in einem Rasterelektronenmikroskop zu untersuchen.

Zunächst wurden verschiedenste Konstruktionsvarianten miteinander verglichen und die Geeigneteste ausgewählt. Über die Rahmenbedingungen von Festigkeitsberechnungen und Sicherheitsbestimmungen sind elektrische und mechanische Ausführungspläne erstellt worden, nach denen die Prüfmaschine gefertigt und montiert wurde. Die Steuerung erfolgt mit einer eigenen nach Bedienungsfreundlichkeit optimierten Anwendungssoftware.

Erste Erfahrungen während der Inbetriebnahme konnten an Versuchen mit hochfesten Gusseisen mit Kugelgraphit (*ADI*) gesammelt werden. Die Testversuche verliefen besonders zufriedenstellend in bezug auf Genauigkeit, Einfachheit und Schnelligkeit. Zudem wurden die mit *ADI* gewonnenen Ergebnisse bruchmechanisch bewertet und diskutiert. Die Beobachtungen zeigten, dass mikrostrukturelle Risse innerhalb der ersten 10% der Bruchlastschwingspiele an den sichtbaren Graphitkugeln initiiert werden. Im fortschreitenden Ermüdungsvorgang brachen auch Risse durch, die knapp unterhalb der Oberfläche an Graphitkugeln initiiert wurden.



Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Abstract	iii
Kurzfassung	iv
Inhaltsverzeichnis	v
1 Einführung	1
1.1 Zielsetzung	2
2 Entwicklung der Miniatur-Umlaufbiegemaschine	3
2.1 Auswahl einer geeigneten Konstruktion	3
2.1.1 Betriebliche Randbedingungen	3
2.1.2 Überlegungen zum statischen System	6
2.1.3 Ausarbeitung des mechanischen Systems	9
2.1.4 Auswahl eines geeigneten Antriebskonzeptes	12
2.2 Wirkungsweise der gefertigten Miniatur-Umlaufbiegemaschine	14
2.2.1 Baugruppe Motor	15
2.2.2 Baugruppe stehende Lagerung	16
2.2.3 Baugruppe Kraftaufbringung	17
2.2.4 Baugruppe fliegende Lagerung	19
2.2.5 Montageanleitung der Miniatur-Umlaufbiegemaschine	20



2.2.6	Messung des Temperaturverhaltens	23
3	Festigkeitsnachweis	25
3.1	Baugruppe stehende Lagerung	26
3.1.1	Innere Lagerhülse	26
3.1.2	Wälzlager	27
3.1.3	Äußere Lagerhülse	29
3.2	Schwingprobe	31
3.3	Baugruppe Kraftaufbringung	34
3.3.1	Kalotte	34
3.3.2	Schwinge	35
3.3.3	Achse	36
3.3.4	Gleitlagerbuchse der Schwinge	37
3.4	Baugruppe fliegende Lagerung	38
3.4.1	Wälzlager	38
4	Risikobeurteilung der Mini-UB	39
4.1	Festlegung von Grenzen	39
4.1.1	Verwendungsgrenzen	39
4.1.2	Räumliche Grenzen	40
4.1.3	Zeitliche Grenzen	40
4.1.4	Sonstige Grenzen	40
4.2	Identifizierung der Gefährdungen	41
4.2.1	Mechanische Gefährdung	41
4.2.2	Elektrische Gefährdung	41
4.2.3	Thermische Gefährdung	41
4.3	Risikoeinschätzung, -beurteilung und -minimierung	42
4.3.1	Beurteilung und Reduzierung der mechanischen Gefährdung	43
4.3.2	Beurteilung und Reduzierung der elektrischen Gefährdung	46



4.3.3	Beurteilung und Reduzierung der thermischen Gefährdung	46
4.3.4	Beurteilung und Reduzierung unspezifischer Gefährdungen	47
5	Elektrisches System	48
6	Entwicklung der Anwendersoftware	52
6.1	Programmierung in der Konfigurationsebene	53
6.2	User Interface	55
7	Die Miniatur-Umalufbiegemaschine im Einsatz	59
7.1	Werkstoffliche und bruchmechanische Grundlagen	59
7.1.1	Der Gusseisenwerkstoff ADI	59
7.1.2	Allgemeines mikrostrukturelles Risswachstum	62
7.2	Experimentellen Durchführung	65
7.3	Versuchsergebnisse	69
7.4	Diskussion	73
7.5	Schlussfolgerung	75
7.5.1	Erfahrungen mit der Mini-UB	75
7.5.2	Weiterführende Empfehlungen für mikrostrukturelle Rissuntersuchungen an ADI	75
8	Abschließende Zusammenfassung	77
8.1	Auswahl einer geeigneten Konstruktion	77
8.2	Elektrisches und Elektronisches System unter Berücksichtigung der Sicherheitsbestimmungen	78
8.3	Testlauf mit ADI-Gusseisen	78
8.4	Ausblick	79
A	Elektrisches System	81
B	Ergänzende Tabellen zur Finite State Machine	83
B.1	Inputs	83



B.2	Outputs	84
B.3	Variablendeklaration	85
B.4	Zustandsbedingungen	86
B.5	Übergangsbedingungen	87
C	Modulbelegung der SPS	89
C.1	92A2 - B&R X20DO9322 12DA	89
C.2	91A2 - B&R X20DS1319	90
C.3	91A3 - B&R X20DI9371 12DE	90
C.4	91A4 - B&R X20DI9371 12DE	91
	Formelzeichen	92
	Abbildungsverzeichnis	94
	Tabellenverzeichnis	97
	Literaturverzeichnis	98

1 Einführung

Zur Ermittlung der Schwingfestigkeit von Werkstoffen werden Versuchskörper auf mehreren Lasthorizonten geprüft. Das Versuchende ist definiert als Bruch oder das Erreichen einer festgelegten Grenzwahrschwingzahl. Versuchskörper, die die Grenzwahrschwingzahl ohne erkennbares Versagen erreichen, werden als Durchläufer bezeichnet. Für eine modellmäßige Erfassung des Einflusses der Mikrostruktur werden nachträglich diese geprüften Proben mit Hilfe metallographischer Schliffe ausgewertet und mit den Schwingfestigkeitswerten über entsprechende mathematische Modelle verknüpft. In diesem Fall gehen jedoch Informationen, wie z.B. in welcher Phase und Orientierung zur Korngrenze der Riss initiiert und wie sich der Riss in der Mikrostruktur ausbreitet, verloren. Die Rissinitiation und das mikrostrukturelle Risswachstum werden im Allgemeinen entkoppelt von der Schwingfestigkeit bei angelegtem Lastkollektiv untersucht. In diesen Untersuchungen geht es meist um werkstoffphysikalische Hintergründe. Dabei werden Rundproben mit typischen Prüfquerschnitten ca. 7 mm Durchmesser geprüft und bei definierten Schwahrschwingen gestoppt um die Probe im REM zu untersuchen. Dabei wird meist nur ein Riss verfolgt.

Um das Verhalten eines Risses von der Rissinitiation bis zum Versagen eines Bauteiles in Abhängigkeit der Gefügestruktur beschreiben zu können, wurde zunächst eine einfache Halterung am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau entwickelt, wie in Abb. 1.1 dargestellt [29]. An bestehenden Umlaufbiegemaschinen (UB-Maschine) wird die Schwahrschwingprobe bis zu einer definierten Lastzyklenzahl belastet. Anschließend erfolgt eine Umspannung in die mechanische Halterung, die den Riss leicht öffnet und eine Beobachtung am konfokalen Laser-Auflichtmikroskop (Auflichtmikroskop) ermöglicht. Für eine umfassende Rissanalyse von mehreren Rissen über den gesamten Probenumfang wird die Werkstoffprobe in der Halterung manuell weitergedreht. Nach der fotografischen Aufnahme ausgewählter Risse zur späteren Auswertung, werden weitere Belastungseinheiten mit einer UB-Maschine an der Schwahrschwingprobe aufgebracht. Den Belastungseinheiten folgt wieder das Um- und Einspannen in die Halterung. Einen Riss wiederzufinden, ist, bedingt durch die manuelle Suche, meist sehr zeitintensiv. Um Rissfortschritt aufzeichnen zu können, wiederholen sich diese Prozeduren bis zum Eintreten des Bruchs mehrmals, wodurch der zeitliche Rahmen eines Versuchs enorm ansteigt.

Zielsetzung dieser Diplomarbeit ist die Planung, Umsetzung und Inbetriebnahme einer Prüfmaschine die sowohl UB-Maschine, als auch Halterung für das Auflichtmikroskop in sich vereinigt. Mit dieser neu entwickelten Prüfmaschine, kann in einem stark verringertem zeitlichen Aufwand eine statistisch signifikante Rissanalyse von ca. 50 bis 80 oberflächennahen Rissen durchgeführt werden. Zusätzlich wird die Mini-UB eine REM-taugliche Halterung beinhalten, mit der sich ein beliebig ausgewählter Riss im REM beobachten lässt.

Mit Hilfe der Mini-UB wird eine einfache und rationelle Möglichkeit geschaffen, Rissinitierung und mikrostrukturellen Rissfortschritt in-situ in Verbindung mit einer zyklischen Beanspruchung zu untersuchen.

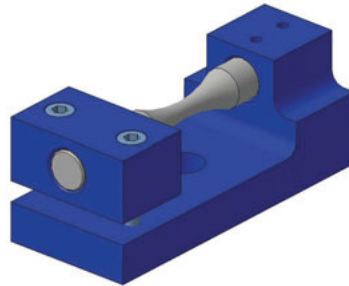


Abb. 1.1: Manuelle Halterung für eine Schwingprobe zur Rissbeobachtung [29]

1.1 Zielsetzung

In der vorliegenden Arbeit werden Teilziele definiert, die die Planung und Umsetzung der Mini-UB abdecken. Die Bewertung einer Eignung erfolgt in einer mikrostrukturellen Rissanalyse an hochfestem Gusseisen.

- Auf Basis von betrieblichen und statischen Randbedingungen werden verschiedene Varianten untereinander verglichen und eine geeignete Lösung ausgewählt.
- Ausgehend vom festgelegten Konzept werden einzelne Komponenten strukturmechanisch optimiert und durch Sicherheitsbetrachtungen des Gesamtkonzeptes soweit finalisiert, dass daraus Fertigungs- und Schaltpläne erstellt werden können.
- Die Gerätesteuerung und Bediensoftware werden unter benutzerfreundlichen Gesichtspunkten in Entwicklungsumgebungen programmiert.
- Nach erfolgreicher Fertigung und Montage einer gebrauchsfertigen Prüfmaschine, werden erste Erfahrungen zur mikrostrukturellen Rissanalyse am hochfesten Gusseisen *ADI* gesammelt.

2 Entwicklung der Miniatur-Umlaufbiegemaschine

In diesem Kapitel wird die ingenieurmäßige Umsetzung der Mini-UB näher betrachtet. Zu Beginn werden mehrere Varianten besprochen, die dann nach den gegebenen Randbedingungen ausgewählt werden. Die selektierte Variante wird weiter detailliert, sodass eine ausführungsfähige Konstruktion entsteht.

2.1 Auswahl einer geeigneten Konstruktion

2.1.1 Betriebliche Randbedingungen

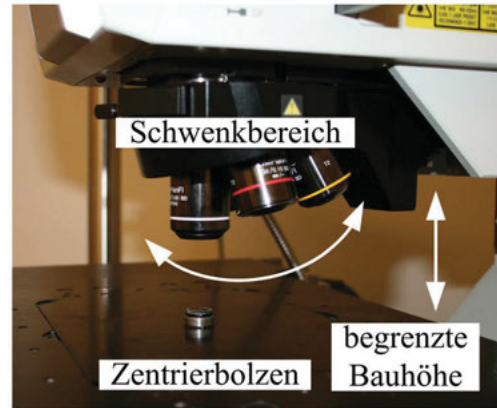
Ziel dieser Arbeit ist die Konstruktion einer Prüfmaschine, mit der es möglich sein wird, In-situ Kurzrisswachstum direkt an einer Umlaufbiegeprobe zu messen und bis zum Bruch prüfen. Realisiert werden soll dies, indem eine UB-Maschine direkt unter einem Mikroskop betrieben wird, nach definierten Lastzyklen abstoppt und den Rissfortschritt misst. Dementsprechend ist es notwendig, die zu konstruierende Umlaufbiegemaschine an den Bauraum des Mikroskops anzupassen. Für die Rissanalyse wird ein konfokales Laser-Auflichtmikroskop, vom Typ Olympus LEXT OLS 3000 benützt. Das Mikroskop kann Objekte von bis zu 100 mm Höhe aufnehmen und besitzt eine maximale Tragfähigkeit von 10 kg. Eine Komplettansicht des Mikroskops zeigt Abb. 2.1 a).

Konstruktionsgeometrie

Um die Prüfung und Messung unter dem Mikroskop betreiben zu können, darf der Schwenkbereich der Okulare nicht behindert werden. Die Folge eines direkten Maschine-Okular-Kontakt sind Beschädigungen, da der automatisierte Schwenkvorgang des Objektivrevolvers ohne Berührungssensorik abläuft. Abb. 2.1 b) zeigt ein Detailbild des Objektivbereiches und dem auf dem Kreuztisch befindlichen Zentrierbolzen. Während der Analyse des Risses muss dieser von oben gut sichtbar sein. Dies ist nur bei geöffnetem Riss möglich, wenn sich die Zugkomponente der biegebeanspruchten Schwingprobe an der Oberseite befindet.



a)



b)

Abb. 2.1: a) Gesamtansicht des Auflichtmikroskop Olympus LEXT OLS 3000, b) Detailansicht des Objektivbereiches mit Darstellung geometrischen Beschränkungen.

Koordinatensystem

Die zu konstruierende Mini-UB soll in der Lage sein, bei einer Schwingprobe rasch einen fortschreitenden Ermüdungsvorgang hervorzurufen und diesen mitzuverfolgen. Da Ermüdungsversagen von kurzen Rissen eingeleitet wird, welche mit dem Mikroskop beobachtet werden, muss es möglich sein, diese Risse auch nach einigen Lastzyklen wieder zu finden. Aus diesem Grund werden die initiierten Risse koordinativ erfasst. So wird bei der rotationssymmetrischen Schwingprobe ein zylindrisches Koordinatensystem verwendet. Die Winkelkoordinate wird von der Umlaufbiegemaschine bestimmt. Durch den am Mikroskop schon vorhandenen, elektrisch positionierbaren Kreuztisch kann die Längskoordinate von diesem erfasst werden. Es ergibt sich daraus ein Koordinatensystem, das von der Umlaufbiegemaschine und dem Mikroskop gemeinsam aufgebaut wird.

Da das Risswachstum quantitativ erfasst wird, muss eine fotografische Aufnahme mittels dem Auflichtmikroskop möglich sein. Daraus ergibt sich, dass auch bei hoher Vergrößerung, wie eine Beobachtung der Risse bei 500 oder 1 000fache Vergrößerung, keine Schwingungen erkennbar sein dürfen. Dies hat vorallem Auswirkungen auf die Auswahl des Motorsystems.

Werkstoffbeanspruchung

Die Beobachtung des Kurzrissswachstums erfolgt im zyklischen Zeitfestigkeitsbereich des zu charakterisierenden Werkstoffes. Die Beanspruchung des Werkstoffes wird so gewählt, dass es nach ungefähr 20 000 – 50 000 Lastzyklen zum Bruch kommt. Dies entspricht ca. 600 MPa bei ADI und ca. 750 MPa bei Ti6A4 [28, 42].

Anforderungen an den Motor

Untersuchungen an den bestehenden UB-Maschinen, wie sie im Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau Verwendung finden, haben gezeigt, dass diese unter Belastung mit einem Drehmoment unter 16 Ncm angetrieben werden können. Dazu wurden die Werkstoffe Aluminium, Titan und ADI nahe der jeweiligen Dehngrenze belastet und das erforderliche Drehmoment mit einer Federwaage bestimmt.

Einsatz im Rasterelektronenmikroskop (REM)

Optional kann es von Vorteil sein, bei einer gewissen Lastzyklenzahl einen koordinativ festgelegten Riss unter dem REM zu betrachten. Im Hochvakuum des REM darf es zu keiner Verdampfung von Fetten oder sonstigen Schmierstoffen kommen, da sonst die Sensoren im REM Schaden erleiden. Aus diesem Grund fordert der Einsatz im REM eine aufwendige Reinigungsprozedur. Eine vollständige Entfettung der gesamten Mini-UB ist undenkbar, da diese Prozedur z. B. für den Motor nicht anwendbar ist. So wird es nötig sein, die Konstruktion modularartig aufzubauen, die aus einer Antriebseinheit und einem verbleibenden Kernmodul, der REM-Halterung, besteht.

Die REM-Halterung kann dann problemlos gereinigt werden und in das Hochvakuum des REM überführt werden. Ein Positionierbetrieb ist allerdings wegen fehlendem Motor nicht mehr möglich. Eine günstige Positionseinstellung zur Beobachtung des Risses erfolgt bereits vorab unter dem Auflichtmikroskop mit der Gesamtkonstruktion.

Während des Reinigungsprozesses und Montierung im REM muss die Schwingprobe vor unbeabsichtigter Lageänderung gesichert werden. Im Hochvakuum bleibt die Beanspruchung an der Schwingprobe bestehen, da diese den Riss öffnet und so eine erleichterte Rissbeobachtung ermöglicht. Nach dem Einsatz im REM soll wieder die Ermüdungsbeanspruchung fortgesetzt werden und alle zuvor registrierten Risse müssen wieder auffindbar sein.

Zusammenfassung

Durch die obigen Überlegungen ergeben sich zusammenfassend folgende Anforderungen an die Umlaufbiegemaschine:

- Geometrie an LEXT OLS3000 anpassen

- Prüffrequenz > 5 Hz
- Winkelauflösung $< 0,5^\circ$
- kein Schwingen um die eingeregelt Winkellage
- Werkstoff soll mit > 600 MPa belastbar sein
- eingeschränkter Einsatz im REM

2.1.2 Überlegungen zum statischen System

Zur Ermittlung der einzelnen Komponenten der Mini-UB, wird zunächst das statische System näher betrachtet. Unter dem globalen statischen System wird verstanden, mit welcher Methode die Mini-UB die Schwingprobe belastet. Ein Umlaufbiegebetrieb ist von einer statischen Biegebeanspruchung charakterisiert, die durch Rotation der Schwingprobe eine wechselnde Beanspruchung erzeugt. So vereinfacht sich das statische System zu einem statischen Biegebalken.

Eine Einteilung der unterschiedlichen Biegearten erfolgt am Einfachsten über eine Zählung der extern auf dem Biegebalken einwirkenden Kräfte. Ein statisch stabiles System ist erst dann erreicht, wenn mindestens drei Kräfte auf einen starren Balken einwirken. Eine obere Begrenzung ist in einer praktischen Umsetzung auf 3 bis 4 Kräfte festgelegt. Man nennt diese Beanspruchungsart auch 3- oder 4-Punktbiegung.

Bei einer symmetrischen 3-Punktbiegung, wie in Abb. 2.2 a) dargestellt, greift eine externe Kraft F mittig mit gleichem Abstand zu den Auflagern am Biegebalken an. Unter Annahme einer Balkenlänge L lässt sich nach Glg. (2.1) das Auflager berechnen.

$$A = \frac{F}{2} \quad (2.1)$$

So errechnet sich das maximale Moment M_{\max} nach Glg. (2.2), welches sich genau auf der Balkenmitte befindet, wie in Abb. 2.2 a) dargestellt ist.

$$M_{\max} = \frac{1}{4}FL \quad (2.2)$$

Es ergibt sich dementsprechend für die symmetrische 3-Punktbiegung bei einem gegebenen maximalen Biegemoment die Auflagerkraft nach Glg. (2.3).

$$A = \frac{2}{L}M_{\max} \quad (2.3)$$

Bei einer symmetrischen 4-Punktbiegung, wie in Abb. 2.2 b) dargestellt, resultiert aufgrund der Krafteinleitung ein konstantes Moment im mittleren Abschnitt der Schwingprobe. Da durch die Symmetrie die Auflagerkraft A gleich der äußeren Kraft F zu setzen ist, ergibt sich das maximale Moment aus der einfachen Beziehung nach Glg. (2.4).

$$M_{\max} = Fa \quad (2.4)$$

Geht man von einem konstruktiven Verhältnis $a/L = 8$ aus, dann erhält man die Auflagerkraft nach Glg. (2.5).

$$A = \frac{8}{L}M_{\max} \quad (2.5)$$

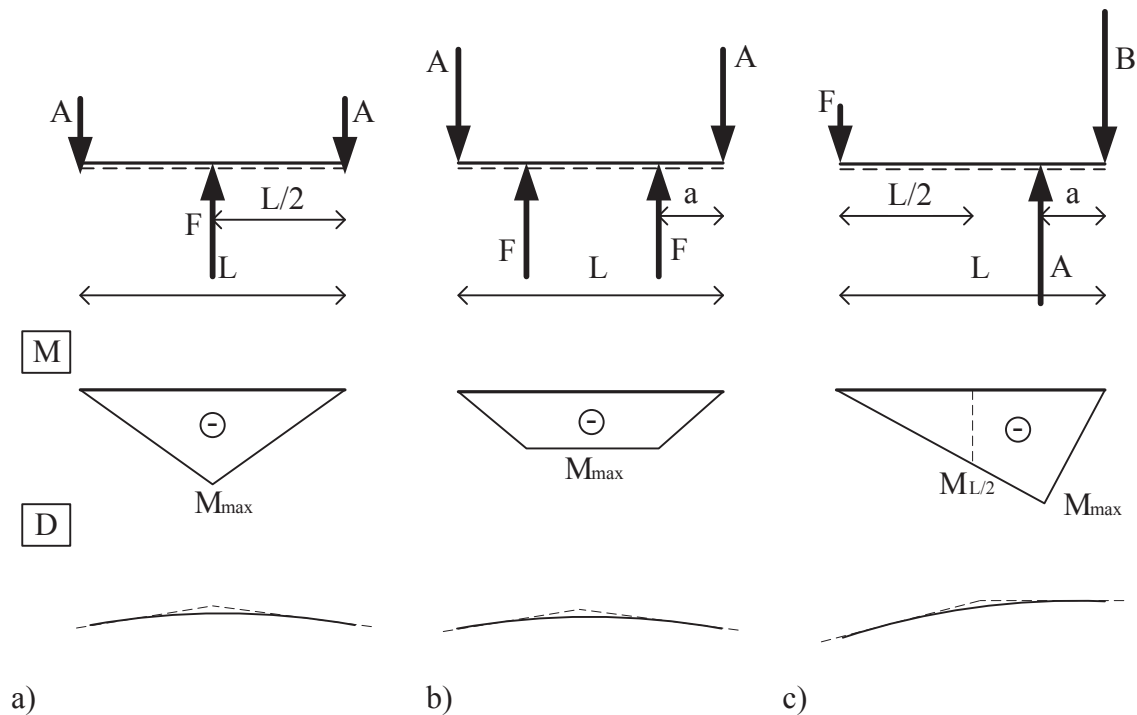


Abb. 2.2: Schematische Darstellung der 3- und 4-Punktbiegung; F externe Kraft, A und B Auflagerkräfte, M Momentenverlauf, D Durchbiegung; Längen der Betragsvektoren entsprechen qualitativ den zu erwartenden Kraftgrößen; a) symmetrische 3-Punktbiegung, b) symmetrische 4-Punktbiegung, c) asymmetrische 3-Punktbiegung

Vorteile dieses Systems sind neben dem konstanten Biegemoment über dem Bereich zwischen der Krafteinleitung auch, dass dieser querkräftfrei ist und somit keine Schubbeanspruchung erleidet.

Eine weitere Möglichkeit der Biegebeanspruchung ist die asymmetrische 3-Punktbiegung, wie in Abb. 2.2 c) dargestellt. Dieses System kann auch als einen einseitig eingespannten Biegebalken aufgefasst werden, bei dem das Stützmoment über zwei Lagerkräfte aufgenommen wird. Bedingt durch die Asymmetrie, befindet sich das maximale Moment nicht in Balkenmitte, sondern genau über dem Auflager A. Durch die konstruktiven Gegebenheiten (Lagerhülsen, Wälzlager, ...) ist die direkte Sicht darauf versperrt. Trotz des maximalen Momentes an dieser Stelle, muss durch ein geeignetes Probedesign an einer besser zugänglichen Stelle der Ermüdungsvorgang erzwungen werden. Der optimale Bereich, an dem das Objektiv Platz zur Fokussierung und freie Sicht zur Schwingprobe hat, liegt in dessen Mitte. Das Moment in Balkenmitte errechnet sich aus Glg. (2.6).

$$M_{L/2} = \frac{L}{2}F \quad (2.6)$$

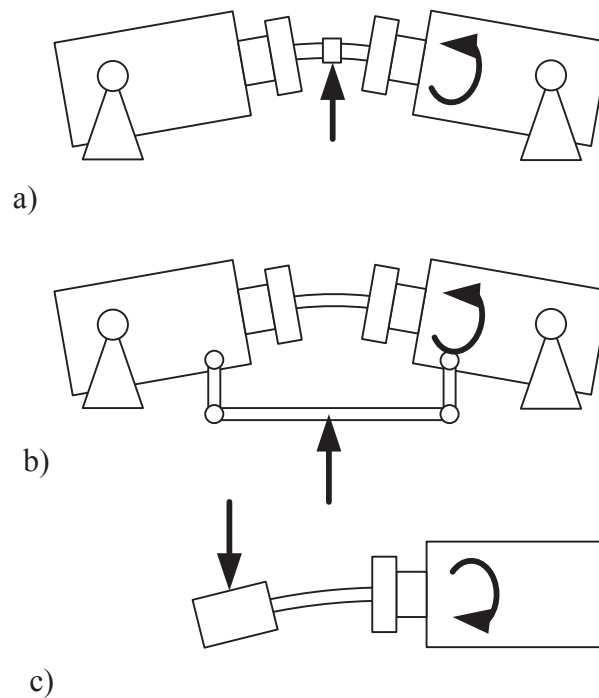


Abb. 2.3: Konstruktionsbeispiele zu den statischen Systemen; a) symmetrische 3-Punktbiegung, b) symmetrische 4-Punktbiegung, c) asymmetrische 3-Punktbiegung

Nimmt man auch hier das Verhältnis von $a/L = 8$ an, so ergibt sich die maximale Auflagerkraft in Abhängigkeit zum Moment $M_{L/2}$ nach Glg. (2.7).

$$A = \frac{16}{L} M_{L/2} \quad (2.7)$$

Von den einzelnen statischen Systemen besitzt die asymmetrische 3-Punktbiegung bei gegebenem maximalen Biegemoment die höchste Auflagerkraft. Demgegenüber wirkt auf die Auflager die geringste Kraft bei einer symmetrischen 3-Punktbiegung bei ebenfalls gleichem maximalen Biegemoment.

In Abb. 2.3 sind die einzelnen Biegearten als Konstruktionsbeispiele zusammengefasst. Die Beispiele sind so dargestellt, dass an der oberen Stelle eine Rissöffnung eintritt. Die Krafteinleitung der symmetrischen 3-Punktbiegung von Abb. 2.3 a) steht mit dem zu beobachtenden Probenabschnitt unmittelbar in Kontakt. Dies führt an der Kontaktstelle zu einer Verzerrung der dort auftretenden Risse und zu einer Verfälschung der Auswertung. Aus diesem Grund scheidet diese Variante für die weitere Diskussion aus.

Das System 4-Punktbiegung in Abb. 2.3 b) ist in leicht abgeänderter Form als UB-Maschine am Lehrstuhl für allgemeinen Maschinenbau schon erfolgreich realisiert worden. Nur mit dem Unterschied, dass die angreifende Kraft nach unten gerichtet ist. Der höchst belastete Querschnitt ist visuell gut zugänglich. Durch Verdrehung des Motors um die Biegeachse und des Abtrieblagers bei Belastung, kann der Schwenkbereich der Objektive, der in Abb. 2.1 b) gezeigt worden

ist, beeinträchtigt werden. Ein festsitzender Motor als Variante dazu, beansprucht die Kupplung zwischen gedrehter Probenachse und Motorachse zu schlagartig, während eines Bruches. Die Folge ist ein frühzeitiger Austausch der Kupplung. Außerdem kann im Fall eines Probenbruchs, das Ausschlagen der Bruchkanten nach oben die Objektive beschädigen. Eine Bewegungsbegrenzung ist nur beschränkt empfehlenswert, da durch den erzeugten Ruck der Schwingprobe mitbeförderte Splitter an der weichen Objektivoptik irreversible Kratzspuren entstehen. Eine 4-Punktbiegung scheidet wegen Platzmangel und unkontrollierbarem Kippen von der weiteren Betrachtung aus.

Trotz den sehr hohen Lagerkräften der asymmetrischen 3-Punktbiegung, durch die sie primär gekennzeichnet ist, erlaubt dieses System elegante Lösungen mit kompakten Abmaßen. Besonders die für das Mikroskop wichtige Bauhöhe kann stark reduziert werden. Die kompakte Ausführung kann, im Gegensatz zu anderen Systemen, wegen dem fest sitzenden Motor und der nach unten gerichteten Biegebeanspruchung realisiert werden.

Zusammenfassung

Die zusammenfassende Bewertung der relevanten statischen Systeme ist in Tab. 2.1 dargestellt. Jedes System besitzt individuelle Vorzüge und Vorbehalte in bezug auf dessen Realisierung.

Tab. 2.1: Bewertung der statischen Systeme

statisches System	Vorteile	Nachteile
symmetrische 3-Punktbiegung	geringe Auflagerkräfte	direkter Kontakt zum Prüfquerschnitt
symmetrische 4-Punktbiegung	konstantes Moment über Prüfbereich querkraftfreie Beanspruchung direkte Sicht zum Prüfquerschnitt	Kupplungsbeanspruchung Platzbedarf Gefahr der Objektivbeschädigung
asymmetrische 3-Punktbiegung	kompakte Bauform	sehr hohe Auflagerkraft

Obwohl die asymmetrische 3-Punktbiegung belastungsintensiv ist, überwiegt dessen Potenzial, die Konstruktion sehr platzsparend auszuführen. Im nächsten Kapitel wird dieses Konzept weiter detailliert.

2.1.3 Ausarbeitung des mechanischen Systems

In diesem Abschnitt wird ein Entwurf zum mechanischen System erarbeitet. Dabei wird die Idee des Kragträgers aufgrund der in Kap. 2.1.2 diskutierten Gründe weiter verfolgt. Um die Schwingprobe zu biegen, wird an dessen freien Ende eine Kraft mittelbar aufgebracht. Wie schon in Abb. 2.3 c) skizziert, befindet sich zwischen Krafteinleitung und Probe eine Lager-

konstruktion. Diese wird im Folgenden als fliegende Lagerung bezeichnet. Eine Aufbringung der Kraft auf die fliegende Lagerung kann mit unterschiedlichsten Möglichkeiten erfolgen. Bei der sich am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau in Verwendung befindlichen 4-Punkt-Umlaufbiegemaschine dienen definierte Gewichte an der Lagerung als Kraftkomponente. Für die Mini-UB, die konstruktiven Randbedingungen unterworfen ist, kann der erforderliche Platzbedarf nicht geschaffen werden, den die Gewichte und Aufhängungen einnehmen würden. Auch befindet sich die Zugkomponente der Biegebeanspruchung auf der unteren Seite. Mit dem Auflichtmikroskop werden dann nur geschlossene Risse beobachtbar.

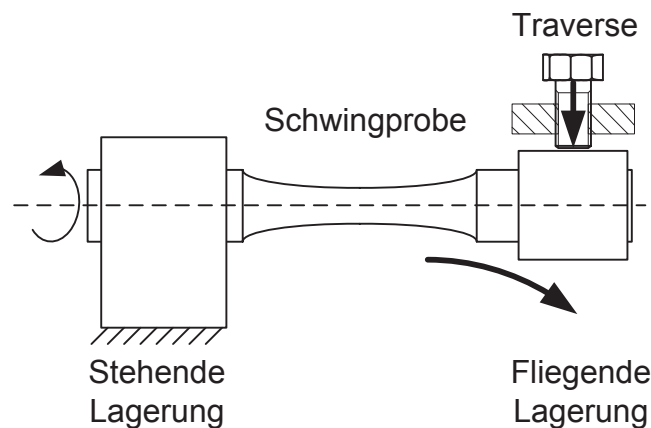


Abb. 2.4: Beispiel der Kraftaufbringung über eine direkt auf die fliegende Lagerung wirkende Schraube

Eine andere Möglichkeit der Kraftaufbringung ist eine Schraube, wie in Abb. 2.4 schematisch dargestellt ist. Die Schraube drückt, abgestützt an einer Traverse, die fliegende Lagerung nach unten. Über die Zustellung der Schraube zur fliegenden Lagerung kann die Biegung kontrolliert werden. Eine quantitative Aussage der Biegebeanspruchung der Schwingprobe kann im Betrieb nur indirekt ermittelt werden. Die Zustellung der Schraube ist Teil der geometrischen Randbedingungen, mit der sich die Differentialgleichung der Biegelinie nach Glg. (2.8)¹ exakt lösen lässt.

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{E \cdot I(x)} \quad (2.8)$$

Wird diese Differentialgleichung als Grundlage des aktuellen Beanspruchungszustandes der Schwingprobe verwendet, in dem man das Biegemoment $M(x)$ auswertet, treten bei der Festlegung der verbleibenden Parameter praktische Probleme auf. Neben den Randbedingungen müssen In-situ Daten des Werkstoffes und der Geometrie der Schwingprobe vorliegen. Wird ein Werkstoff sehr hoch belastet, ist die elastische Berechnung nach Glg. (2.8) nicht mehr zulässig. Eintretende Risse, verkleinern die Steifigkeit der Schwingprobe. Für die Gültigkeit der

¹Bei der Berechnung der Krümmung einer parametrisierten Linie, müssen auch Terme der Verdrehung berücksichtigt werden, die jedoch in technischen Anwendungen wie Biegelinienberechnung vernachlässigt werden können [8, 41]

Biegelinien-Berechnung muss die Rechengröße E über die Prüfzeit in dem Maße verkleinert werden, wie die Steifigkeit abnimmt. Eine exakte mathematische Beschreibung ist jedoch unmöglich. So kann auch die Beanspruchung der Schwingprobe nicht mehr repräsentativ wiedergegeben werden.

Eine direkte Kraftmessung, mit der die Schwingprobe belastet wird, umgeht das Problem. Für Rückschlüsse auf die tatsächlich anliegende Werkstoffbeanspruchung über die Kraftmessung wird nur mehr die Probengeometrie benötigt, die ohne Probleme vermessen werden kann. Zur praktischen Kraftmessung bietet sich eine Kraftmessdose an, welche axiale Zug- und Druckkräfte misst. Ein schematischer Aufbau ist in Abb. 2.5 dargestellt. Auf einem starren Topf wird ein verformbarer Membrandeckel montiert. Wenn eine Axialkraft auf die Kraftmessdose einwirkt, wird die Verformung der Membran elektronisch von mehreren Dehnmessstreifen (DMS) gemessen. Daraus kann die axiale Kraft abgeleitet werden. Ein Einbau der Kraftmessdose kann in Abb. 2.4 an der Kontaktfläche Schraube-fliegende Lagerung erfolgen. Aufgrund der Abmessungen der Kraftmessdose erhöht sich allerdings die Bauhöhe um mindestens 10 mm. Um diese zu Minimieren wird die Kraft mittels Schwinde eingeleitet.

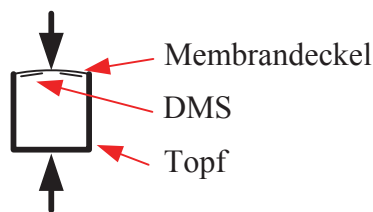


Abb. 2.5: Schematischer Aufbau einer Topfkraftmessdose [1]

Die Schwinde ist mittig über ein Gelenk gelagert, sie übersetzt die Kraft 1:1 und in entgegengesetzter Richtung. Die Kraftmessung und Krafteinleitung müssen dann nicht mehr übereinander angeordnet werden, sondern können nebeneinander verbaut sein, wie in Abb. 2.6 dargestellt ist. Über die vertikale Bewegung einer Kalottenhülse, die sich am unteren Ende an einem Gewindepapfen abstützt, wird die Kraft in die Schwinde eingeleitet. Die Schwinde überträgt die Kraft auf die fliegende Lagerung.

Durch die Schraubenbewegung der Kalottenhülse ist die Kraftmessdose auf Torsion beansprucht. Nach Angaben des Herstellers *HBM Messtechnik GmbH* sind Torsionsbelastungen an der Membran nicht zulässig. Die Herausforderung besteht darin, ohne eine Druckkraftverfälschung die Kraftmessdose gegen Torsion zu schützen. Erst mit einer Verdrehsicherung kann dies gewährleistet werden.

Zusammenfassung

Die Biegung kann direkt über eine Schraube oder indirekt über eine Schwinde erzwungen werden. Wegen der Problematik einer Feststellung der aktuellen Belastung der Schwingprobe, wird eine Kraftmessung bevorzugt. Der benötigte Platzbedarf der Kraftmessdose kann durch eine Kraftumlenkung mit einer Schwingen-Konstruktion geschaffen werden. Mit einer Verdrehsi-

cherung kann der Torsionsempfindlichkeit der Kraftmessdose entgegengewirkt werden. Durch die Vorzüge der Schwingen-Konstruktion werden für die Mini-UB die Fertigungspläne nach dieser Variante erstellt.

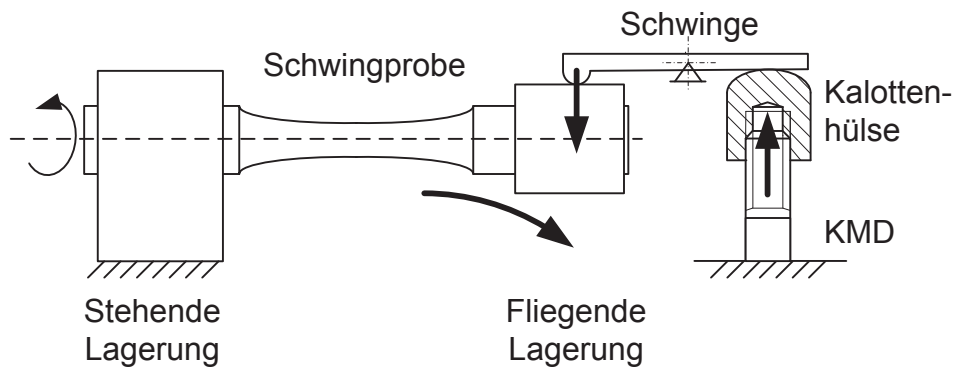


Abb. 2.6: Beispiel der Kraftaufbringung über eine Schwinge; KMD: Kraftmessdose

2.1.4 Auswahl eines geeigneten Antriebskonzeptes

Die Auswahl des Motors richtet sich, wie in Kap. 2.1.1 erwähnt, nach der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit und der Reproduzierbarkeit eines hochauflösenden Positionierbetriebs. Eine Möglichkeit bieten für die geforderten Randbedingungen Servomotoren. Der Begriff ist nicht streng definiert, sondern bezeichnet allgemein einen elektrischen Motor beliebiger Bauart, der in einem geschlossenen Regelkreis eingebunden ist. In der Elektrotechnik sind hauptsächlich drei verschiedene Arten von Elektromotoren verbreitet, die folgend kurz umrissen werden.

- **Gleichstrommotor**

Der Gleichstrommotor wird von einem Gleichstromnetz gespeist. Obwohl es die älteste Form eines Elektromotors ist, wird dieser Motor immer noch erfolgreich eingesetzt, da sich die Drehzahl im Gegensatz zu den beiden unten beschriebenen Motoren über einen weiten Bereich ohne aufwendige Steuerung einstellen lässt. Doch ist diese Drehzahl lastabhängig [35].

Ein Problem konventioneller Gleichstrommotoren ist das starke Bürstenfeuer, welches zu einem starken Verschleiß führt und folglich mit einem großen Wartungsaufwand verbunden ist [40].

- **Asynchronmotor**

Der Asynchronmotor ist wegen des einfachen inneren Aufbaus und hohen Produktionsmengen recht günstig am Markt erhältlich. Im Gegensatz zum Gleichstrommotor ist für eine Drehzahlregelung komplizierter zu realisieren. Aufgrund der Wirkungsweise des Motors, ist die Drehzahl mit der Speisefrequenz gekoppelt. So wird ein aufwendig gebauter Frequenzumrichter als Leistungspeisung, notwendig, der die Frequenz steuert [40].

- **Synchronmotor**

Der Synchronmotor zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad besonders bei kleineren Maschinen aus. Die Drehzahl ist unabhängig vom anliegenden Lastmoment, welches die Steuerung im drehzahlgeregelten Betrieb im Gegensatz zur Asynchronmaschine wesentlich vereinfacht. [40].

Zudem sind auch Hybride der Motoren erfolgreich in Anwendung, wie etwa ein gleichstromgesteuerter Synchronmotor, der 1988 zum Patent angemeldet worden ist und als bürstenlose Gleichstrommaschine bekannt wurde. Im Gegensatz zu konventionellen Gleichstrommotoren entsteht kein Bürstenfeuer, das eine große Wartungsfreundlichkeit verspricht und im Vergleich zum Synchronmotor ist eine Drehzahlsteuerung einfacher realisierbar [33].

Für die Mini-UB ist weniger ein drehzahlgeregelter Betrieb von Interesse, als eine Positionsregelung mit entsprechender Genauigkeit. Um Informationen über die aktuelle Rotorstellung des Motors zu erhalten, ist eine zusätzliche Komponente, der Absolut- oder Inkrementalgeber notwendig. Dieser kann über Eigendrehung die aktuelle Wellenposition erfassen. Der Unterschied zwischen den beiden Bauformen zeigt sich im Rückgabewert des Gebers. Ein Absolutgeber gibt innerhalb eines Bereiches, der ein (single-turn) oder mehrere (multi-turn) Umdrehungen umfassen kann, die absolute Position wieder. Ein Inkrementalgeber sendet in diskreten Rotationspositionen Signale aus. Es werden keine Informationen über die absolute Position geliefert. Diese müssten über einen extern verbundenen elektronischen Summierer angefordert werden.

Erst mit einem solchen Geber, beliebiger Bauform, wird es möglich, einen Soll-Ist-Abgleich zu erstellen, der dann in einem Regelkreis eingebunden wird. Verschiedene Hersteller und bieten anwenderfreundliche Gesamtpakete an, in denen ein optimierter Regelkreis integriert ist [4, 18, 38]. Eine Last-Motor Optimierung erfolgt dann über einen Kalibrierbetrieb. Die Schwierigkeit eines geschlossenen Regelkreises ist die wirksame Verhinderung von Schwingungen der Regelgröße. Im Positionierbetrieb bedeutet dies, dass eine bestimmte Position angefahren wird und durch falsch abgestimmte Komponenten leichte Vibrationen auftreten. Eine fotografische Auswertung der Risse erschwert sich dadurch immens. Trotz dem Kalibrierbetrieb konnte auch seitens der Hersteller nicht garantiert werden, dass ein stillstehender Servomotor in der gewünschten Position nicht schwingt. Aufgrund dessen, wird ein weiteres Antriebskonzept für die Mini-UB erstellt, welches in einer stillstehenden Position schwingungsfrei ist.

Dabei handelt es sich um eine Variante, die kein geschlossenes Regelsystem benötigt, um eine bestimmte Position anzufahren. Der Motor ist eine Abwandlung des Synchronmotors, mit diskret ausgebildeten Rotorpositionen, der besser als Schrittmotor bekannt ist. Aufgrund kleinen Zeitkonstanten, hoher Robustheit und sehr geringem Wartungsaufwand erfreut sich der Schrittmotor überall dort Beliebtheit, wo kleine Massen angetrieben werden und automatisiert werden sollen, wie etwa Verstellgetriebe, Druckmaschinen, Dosierpumpen u.a. [36]. Obwohl der Schrittmotor komplexer in der Ansteuerung ist, sind auch hier anwenderspezifische Komplettpakete im Handel erhältlich. Doch erübrigt sich bei Betrieb mit einem Schrittmotor eine Kalibrierung, da es sich um einen gesteuerten Betrieb handelt, bei dem keine lastabhängigen Einflussgrößen optimiert werden müssen.

Ein Nachteil zeigt sich beim Anliegen einer zu hohen Last. Es besteht beim Schrittmotor die Gefahr eines Schrittverlustes. Im gesteuerten Betrieb wäre dann die Positionsinformation verloren. Aber durch eine vorteilhafte Auswahl des Motors ist dies leicht vermeidbar. Ein weiterer Nachteil zeigt sich im regelkonformen Betrieb, wenn sich der Motor stark erhitzt. Auch können bei bestimmten Drehzahlen höhere Torsionsvibrationen auftreten [30]. Auf Basis der einfachen Inbetriebnahme, den diskreten Anfahrpositionen und geringen Kosten wird ein optimierter Schrittmotor für die Mini-UB verwendet.

2.2 Wirkungsweise der gefertigten Miniatur-Umlaufbiegemaschine

Aus den vorherigen Überlegungen wurde für die Mini-UB eine Detailplanung durchgeführt. Nach diesen Ausführungsplänen ist die Mini-UB gefertigt und montiert worden. Die Mini-UB belastet die Schwingprobe nach dem Prinzip eines Kragträgers. Die Krafteinleitung erfolgt mit einer Schwinge. Die Mini-UB ist aus vier Baugruppen aufgebaut, die sich über Schrauben und Führungshilfen problemlos zusammenfügen lassen. Die einzelnen Baugruppen werden wie folgt bezeichnet:

- Motor
- fliegende Lagerung
- stehende Lagerung
- Kraftaufbringung

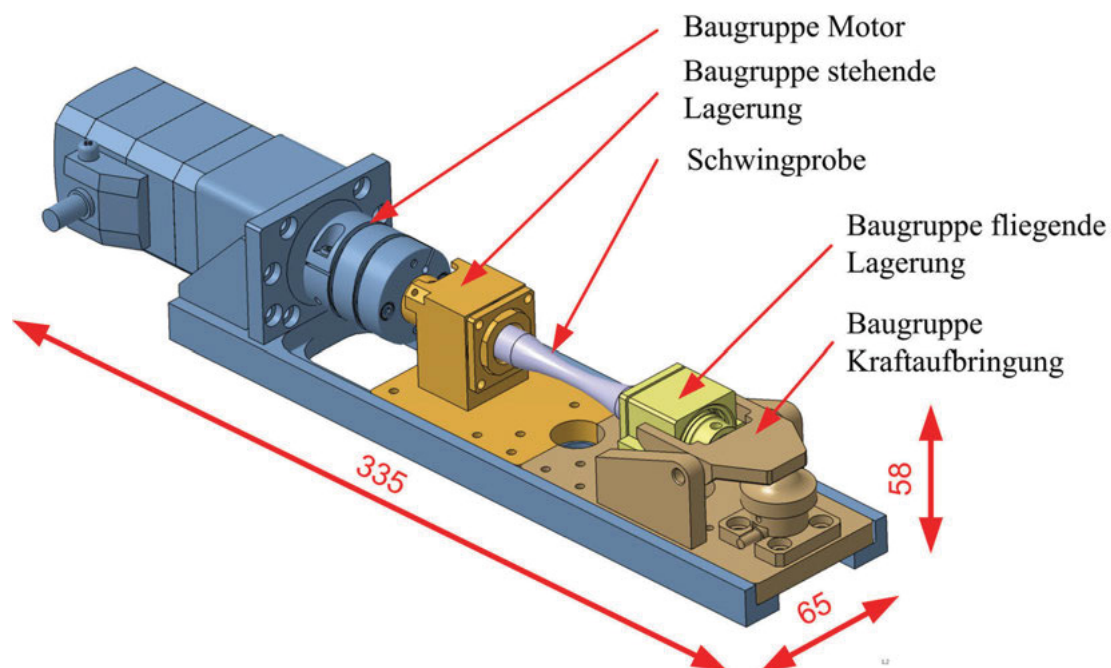


Abb. 2.7: Baugruppen der Mini-UB; Maßangaben in mm

Die Gesamtansicht und die individuelle Lage der Baugruppen mit den Gesamtabmessungen ist in Abb. 2.7 dargestellt. Folgend werden die einzelnen Module in ihrer Arbeitsweise vorgestellt und deren Schlüsselkomponenten näher beschrieben.

Bis auf die Führungsbuchse, die im Kap. 2.2.3 Erwähnung finden wird, sind alle geplanten Komponenten aus der korrosionsbeständigen Stahllegierung X5CrNi18-10 gefertigt worden.

2.2.1 Baugruppe Motor

Der Motor ist mit einer Führungsschiene verbunden. Die anderen Baugruppen lassen sich für den Zusammenbau an der Schiene betriebsfreundlich ausrichten und fixieren. Abb. 2.8 zeigt die gesamte Baugruppe Motor mit den einzelnen Komponenten.

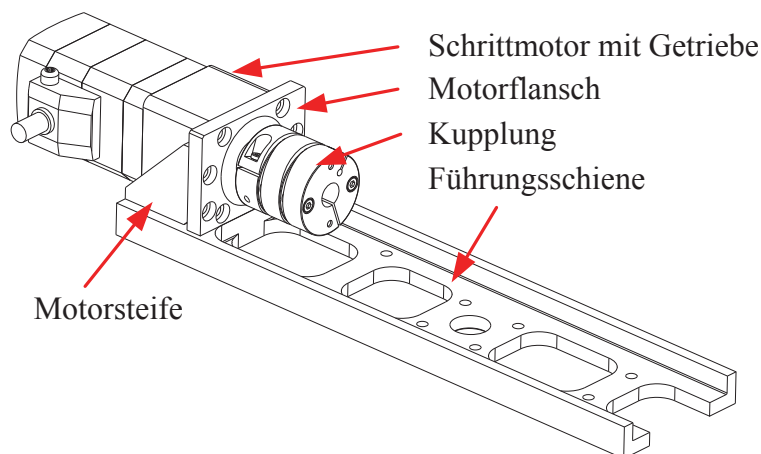


Abb. 2.8: Baugruppe Motor mit Teilebezeichnung

Als Motor wird der Schrittmotor *AR46-N5* von *Oriental Motors Europe GmbH* verwendet. Der Vorteil zu anderen Schrittmotoren liegt in erster Linie an der softwaretechnischen Kompensation bei Auftreten eines Schrittverlustes. Die AR-Reihe ist noch durch verringerte Schwingungen, geringere Wärmeentwicklung und ökonomischen Betrieb im Vergleich zu Konkurrenzprodukten gekennzeichnet. Weitere technische Kenndaten sind aus Tab. 2.2 zu entnehmen.

Mit der Kontrollfunktion des Motors und dem niedrigen Lastmoment kann eine externe Zählung mittels einem Absolut- oder Inkrementalgeber entfallen. Es werden für die Positionsinformation nur die Zählung der ausgehenden Pulse an den Motor ohne Rückmeldung der Motorposition herangezogen. Das Getriebespiel von $0,0332^\circ$, entnommen aus Tab. 2.2, wird durch einen reinen Rechtsbetrieb minimiert.

Abtriebsseitig sorgt eine biegeeweiche, aber torsionssteife Kupplung von *Misumi Europe GmbH* für die Drehmomentenübertragung. Auch gleicht sie die eventuell vorhandene fertigungsbedingte Winkeldifferenz zwischen Motorwelle und Probenachse aus. Die Kupplung wird nicht über

eine Passfeder formschlüssig montiert, sondern kraftschlüssig. Bis zu einem Torsionsmoment von 4 Nm herrscht seitens Hersteller kein nennenswerter Schlupf [25]. Da das Lastmoment unterhalb von 0,2 Nm erwartet wird, rechtfertigt sich die Vernachlässigung des Schlupfes, der die Positionsinformation verfälscht.

Tab. 2.2: Datenblattauszug: Schrittmotor AR46-N5 [30]

Spezifikationen	Kennzahlen
max. Haltemoment	135 Ncm
min. Drehmoment	110 Ncm
Auflösung	0,072° / Puls
max. Auflösungsfehler	0,0332°
Geschwindigkeitsbereich	0... 600 Upm
Getriebeunteretzung	1:5
max. Getriebefehler	0,1°
Spannungsversorgung	230 VAC, einphasig
Gewicht	0,77 kg
Abmessungen (l × b × h)	105 × 42 × 42 mm

2.2.2 Baugruppe stehende Lagerung

Für die Übertragung des Drehmoments vom Antrieb an die Probe sorgt die stehende Lagerung. Der Aufbau der Baugruppe stehende Lagerung ist in Abb. 2.9 ersichtlich.

Die Führungsplatte wird direkt mit 4 Stück Zylinderschrauben DIN 7984 - M4 × 12 - 10.9 in der Führungsschiene des Motors befestigt. Es werden offene Radialwälzlager von Typ 61803 ohne Dichtlippen eingesetzt. Für den Einsatz im REM ist es notwendig auf eine Lagerschmierung zu verzichten. Bei Wälzlager aus Stahl würde sich die Lebensdauer drastisch verringern.

Alternativ zum Stahl werden auch Wälzlager aus keramischen Werkstoffen angeboten, die nicht geschmiert werden müssen. Im Einsatz ist allerdings besondere Vorsicht geboten, da keramische Wälzlager sehr schlagempfindlich und weniger stabil als Stahlvarianten sind.

Für die Mini-UB werden daher Stahlwälzlager bevorzugt. Bei Bedarf kann allerdings die Lagerung einfach und schnell gegen Wälzlager aus dem keramischen Werkstoff Si₃N₄ ersetzt werden. Eine axiale Befestigung der Wälzlager erfolgt mit dem Lagerdeckel an der äußeren Seite und mit der Lagermutter an der inneren Seite.

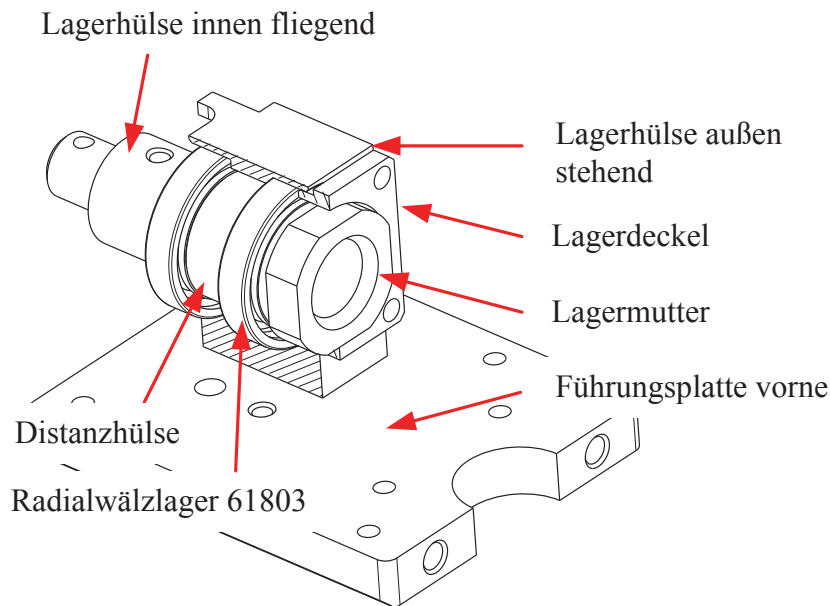


Abb. 2.9: Baugruppe stehende Lagerung mit Komponentenbezeichnung

2.2.3 Baugruppe Kraftaufbringung

Die Aufbringung der Biegebeanspruchung erfolgt durch die in Abb. 2.10 dargestellte Baugruppe Kraftaufbringung. Mit ihrer Hilfe wird die Schwingprobe an dem fliegenden Ende nach unten gebogen.

Um die Flächenreibung an der Kontaktstelle Kalottenhülse-Schwinge zu verkleinern hat die Kalottenhülse im Bereich des Kontaktes eine sphärische Form. Die Kontaktstabilität ist mit einer halbkreisförmigen Ausnehmung an der Schwinge gewährleistet.

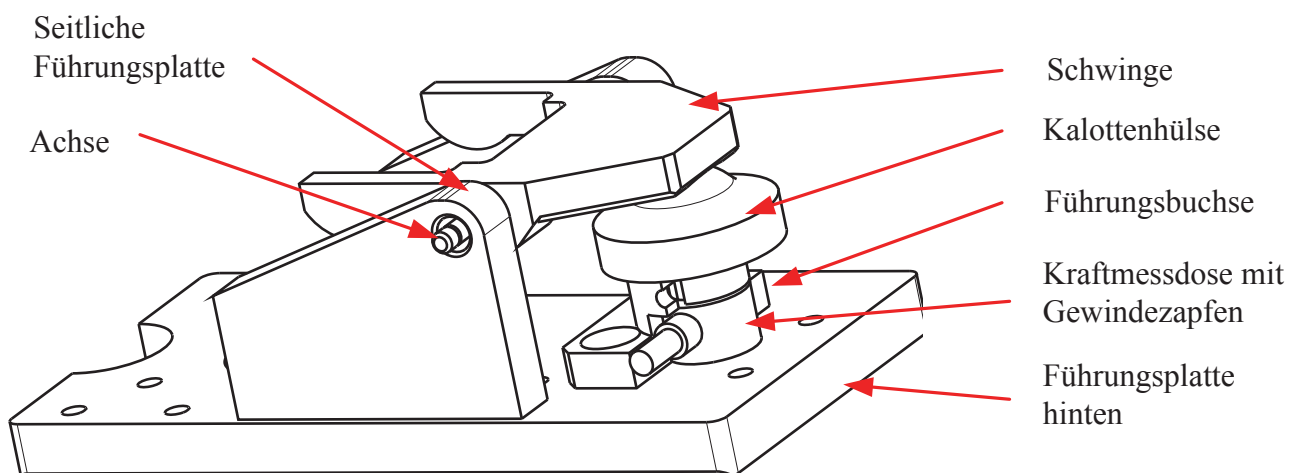


Abb. 2.10: Baugruppe stehende Lagerung mit Komponentenbezeichnung

Die vertikale Bewegung der Kalottenhülse wird mit einem Anschlussgewinde umgesetzt. An der gerändelten Umfangsfläche kann die Höhenlage der Kalottenhülse manuell eingestellt werden. Die Steigung und der Flankendurchmesser des Anschlussgewindes wurde in Zusammenarbeit mit der Fertigungswerkstatt *Binomatek e. U.* optimiert. Dabei wurden die gegensätzlichen Parameter der Tragfähigkeit und Feingängigkeit einander angepasst.

Die Kraftmessdose wurde nach Auswahl verschiedener Anbieter von *Althen Mess- und Regeltechniktechnik GmbH*, verwendet. Der Aufbau entspricht dem einer Topfkraftmessdose, wie bereits in Kap. 2.1.3 erläutert. Es können Druck- und Zugkräfte von 1 kN bei einer druckoptimierten Linearitätsabweichung von 3% gemessen werden. Um die Membran nicht einzuzwängen, muss ein Spalt zwischen Kraftmessdose und Gewindezapfen gehalten werden. Wie ebenfalls in Kap. 2.1.3 erwähnt, muss eine Verdrehsicherung die Kraftmessdose vor Torsionsbelastungen schützen. In der Führungsbuchse verankert, greifen zwei radial angeordnete Gewindestifte mit Zapfen nach DIN 915 in einem Schlitz des Gewindestiftes ein. Die Torsion wird über die Gewindestifte an der Führungsbuchse abgebaut. Die Kraftmessdose erfährt in weiterer Folge keine schädliche Verdrehung.

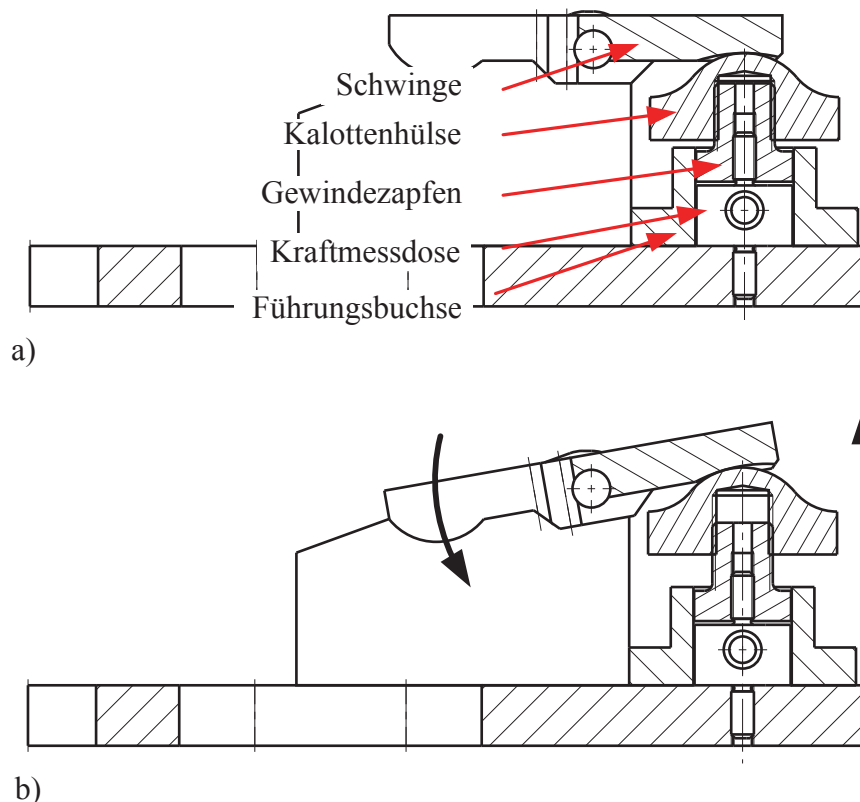


Abb. 2.11: Darstellung der Schwingenbewegung bei Verstellung der Kalotte; a) Kalottenhülse untere Position, b) Kalottenhülse obere Position

Die durch eine Verschiebung der Kalottenhülse hervorgerufene Schwingenbewegung ist in Abb. 2.11 dargestellt. Die Form der Schwinge wurde so gewählt, dass die beiden Hebelarme

gleich groß sind. Die Kontaktfläche zur fliegenden Lagerung ist kreisförmig ausgeführt, da sich bei der Schwingenbewegung die Schwinge an der fliegenden Lagerung abstützt. Ein kreisförmiger Wälzkörper wurde gewählt, da so eine gleichmäßige Abrollbewegung stattfindet und die Kraftaufbringung sich linear zur Drehung der Kalotte verhält. Die Abwälzung erfolgt nur während die Last aufgebaut wird. In der gewünschten Endposition herrscht ein statischer Kontakt vor.

Die Führungsbuchse ist zur Minimierung einer möglichen Reibung zum Gewindestift aus der Messinglegierung CuZn38Mn1Al gefertigt worden.

Die winkeltreue Ausrichtung der Baugruppen stehende Lagerung und Kraftaufbringung erfolgt über die Führungsschiene und Zentrierstifte.

2.2.4 Baugruppe fliegende Lagerung

Die in Abb. 2.12 dargestellte fliegende Lagerung dient der Krafteinleitung von der Schwinge auf die Probe. Im Wesentlichen ist der innere Aufbau ident zur stehenden Lagerung.

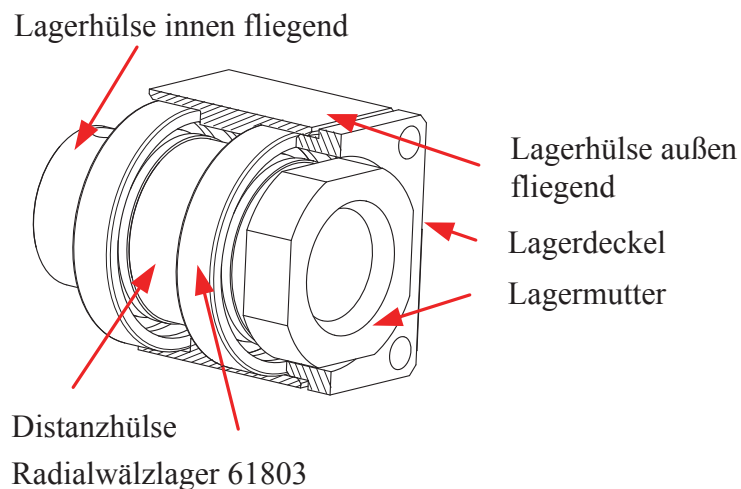


Abb. 2.12: Baugruppe fliegende Lagerung mit Komponentenbezeichnung

Auch hier werden Wälzlager der Bauart 61803 verwendet. Die Auswahl des Lagerwerkstoffes richtet sich, wie in Kap. 2.2.2 erläutert, nach den individuellen Erfordernissen der Versuchsdurchführung.

Um Bauhöhe einzusparen, liegt die Schwinge nicht an der oberen Seite der fliegenden Lagerung auf, sondern auf einer in halber Lagerhöhe ausgebildeten Wälzebene, wie in Abb. 2.13 dargestellt.

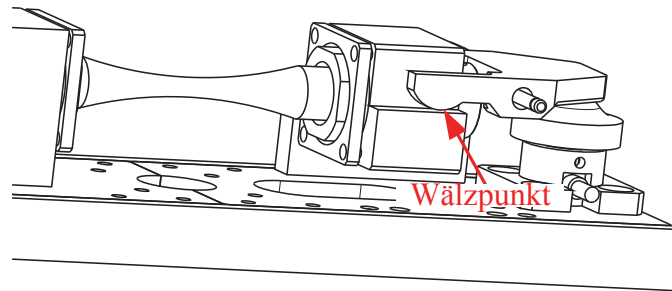


Abb. 2.13: Kontaktebene der fliegenden Lagerung mit Darstellung des Wälzpunktes

2.2.5 Montagehinweise für den Einsatz im Auflichtmikroskop und im Rasterelektronenmikroskop

Gegenstand dieses Kapitels ist eine Montageanleitung, für den praktischen Einsatz im Auflichtmikroskop und REM.

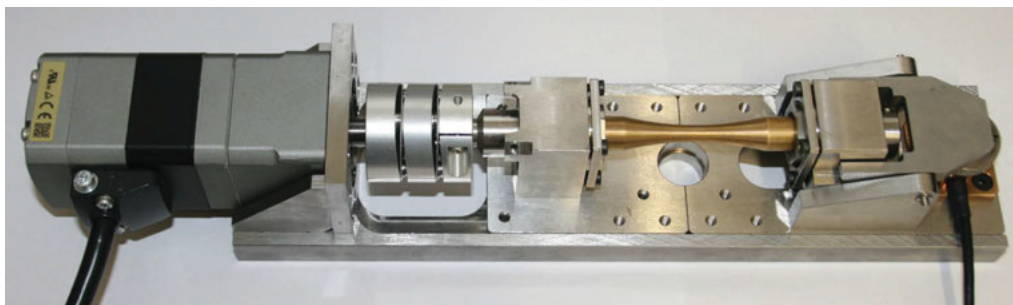


Abb. 2.14: Gesamtansicht gefertigte Mini-UB, mit einer eingebauten Schwingprobe aus Messing

In Abb. 2.14 ist die gefertigte Mini-UB mit den einzelnen Baugruppen in der Führungsschiene dargestellt.

Beim Einspannung einer neuen Schwinprobe ist nach folgender Reihenfolge vorzugehen:

1. Befestigung der stehenden Lagerung an die Führungsschiene mit 4 Stück Zylinderschrauben DIN 7984 - M4 × 8 - 10.9 in der in Abb. 2.15 gezeigten Position.
2. Einführung der Schwingprobe in die fliegende Lagerung (auf Einbaurichtung achten). Anschließend Fixierung mit einem Schanierbolzen, der wiederum mit einem Splint gegen Verrutschen gesichert wird.
3. Einführung des freien Endes der Schwingprobe in die stehende Lagerung und anschließender Fixierung mit einem Schanierbolzen.
4. Kalottenhülse bis Anschlag zurückdrehen, die Baugruppe Kraftaufbringung in die Führungsschiene und unter die fliegende Lagerung in die Zentrierstifte der stehenden Lagerung einfädeln.

5. Befestigung der Baugruppe Kraftaufbringung mit 4 Stück Zylinderschrauben DIN 7984-M4 × 8 - 10.9, deren Position aus Abb. 2.15 zu entnehmen ist.

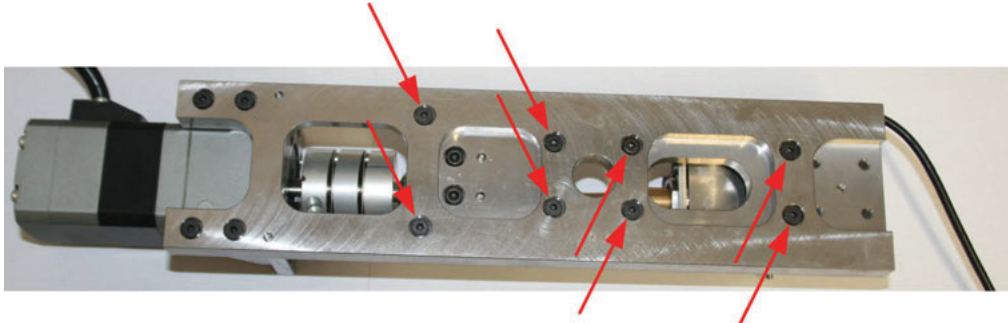


Abb. 2.15: Befestigungsschrauben der Baugruppen stehende Lagerung und Kraftaufbringung

Die Wahl des Wälzlagers in bezug auf den Werkstoff richtet sich nach der Versuchführung. Bei Versuche mit Rissbeobachtungen unter dem REM sind ausschließlich Keramiklager zu verwenden. Testläufe zur Inbetriebnahme wurden mit beiden Lagerarten gleichermaßen durchgeführt. Stahlwälzlager stellten sich sowohl im Betrieb als auch während der Montage robuster und unempfindlicher heraus. Es wird daher empfohlen, nur bei Versuchen mit REM-Einsatz Keramiklager zu verwenden. Wenn die Stahlwälzlager durch Keramiklager ausgetauscht werden, dürfen diese nicht in die Passungsbohrung eingeklopft, sondern müssen sorgfältig eingepresst werden.

Standardmäßig ist eine leichte Einfettung des Schaftes der Schwingprobe empfehlenswert, die bei einem möglichen REM-Einsatz entfällt. Beim Einbau der Probe ist zu beachten, dass der Prüfquerschnitt nicht mit Fett in Berührung kommt, da die auftretenden Risse dadurch verdeckt würden. Zur Erhöhung der Sichtbarkeit kleiner Risse, muss die Schwingprobe speziell nachbehandelt werden. Die Behandlung umfasst Polier- und Schleifschritte. Die Verwendung von Einmalhandschuhen beim Einspannen der Proben vermeidet körpereigene Fettrückstände.

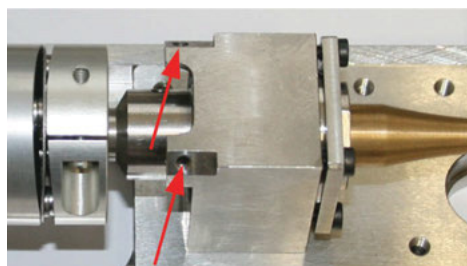


Abb. 2.16: Probenfixierung bei REM-Einsatz, die M3-Schrauben werden in die markierten Bohrungen eingeschraubt und handfest angezogen

Zur Beobachtung eines ausgewählten Risses im REM muss zuvor die Positionierung unter dem Auflichtmikroskop erfolgen. Der Riss wird bei einer bestimmten Schwingspielzahl so ausgerichtet, dass dieser Riss genau nach oben zeigt. Der bewegliche Teil der stehenden Lagerung

wird über zwei Zylinderschrauben ISO 4762 - M3 × 12 - 8.8, deren Position in Abb. 2.16 dargestellt ist, gegen weitere Drehungen gesichert. Erst jetzt kann ein Umbau zu einer REM geeigneten Vorrichtung erfolgen. Diese Vorrichtung wird als REM-Halterung bezeichnet. Zwischen der Kraftaufbringung und der stehenden Lagerung wird ein Grundplattenverbinder befestigt.

Nach Trennung der Datenleitung zur Kraftmessdose, können alle in Abb. 2.15 markierten Verbindungsschrauben gelöst werden. Folgend kann das Modul Motor mit der Führungsschiene entfernt werden. Die verbleibende REM-Halterung ist in Abb. 2.17 dargestellt. Die Einfärbung der Grundmodule ist dieselbe, wie jener in Abb. 2.7. Zusätzlich benötigte Komponenten wie Grundplattenverbinder und Schrauben werden zusätzlich beschriftet. Die Datenleitung zum Motor darf während des Umbaus keinesfalls getrennt werden.

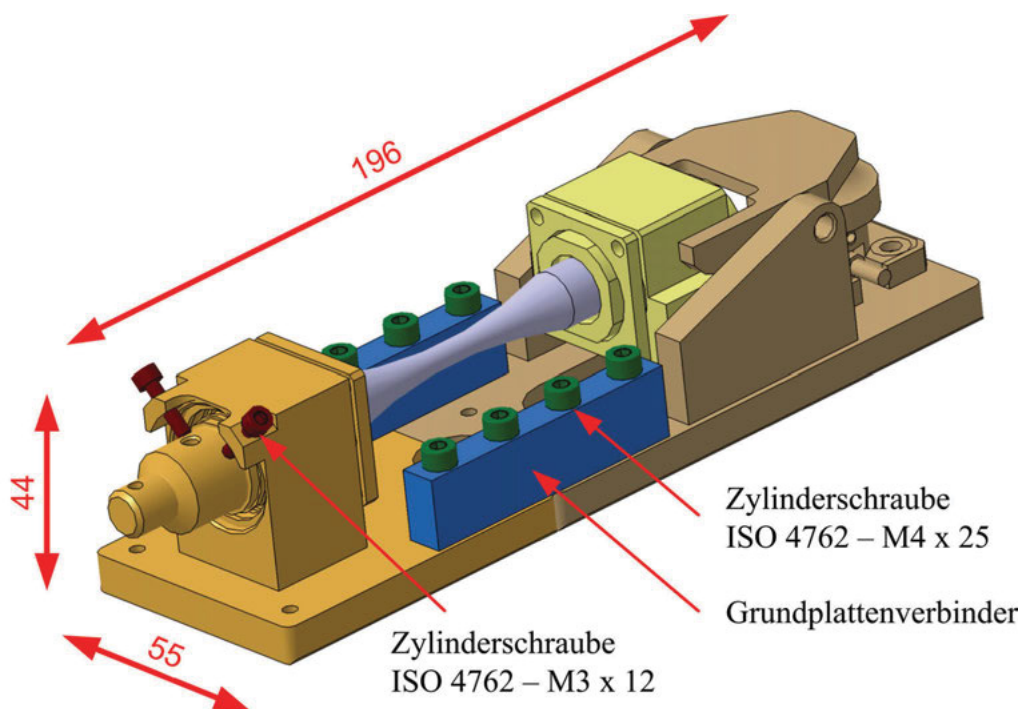


Abb. 2.17: Zusammengebaute REM-Halterung mit Darstellung der benötigten Teile und Schrauben sowie den Abmaßen in mm

Die im REM störenden Fettrückstände an der Mini-UB werden mit einer Reinigungsprozedur entfernt. Für die REM-Halterung sind die einzelnen Komponenten, inklusive der Kraftmessdose für eine Ultraschallreinigung ausgelegt. Während der Reinigung im Ultraschallbad, ist darauf zu achten, dass der Kabelstecker der Kraftmessdose nicht im Bad mitgereinigt wird, sondern in einem Extraschritt per manuelle Alkoholreinigung. Die Reinigung gliedert sich in drei Schritte:

- Reinigung bei 40°C im Ultraschallspülmittel 10 min
- Waschschrift bei 40°C in klarem Leitungswasser 10 min
- Endstufe in Aceton bei Raumtemperatur 5 min

2.2.6 Messung des Temperaturverhaltens

Da sich während des Betriebes der Motor stark erhitzen kann, stellt sich die Frage ob dadurch auch eine Erwärmung der Schwingprobe stattfindet. Dadurch induzierte unerwünschte Relaxations- und Kriechphänomene würden die Ergebnisse verfälschen. Dazu wurde ein Testprogramm verwendet, das eine reale Versuchssituation nachempfinden soll.

Es wird für die Temperaturmessung eine Schwingprobe aus Gusseisen verwendet. Die Versuchsdauer betrug ca. 6,5 Stunden. Um eine reale Prüfsituation nachzustellen, wurde mit einem Infrarot Temperaturmessgerät berührungslos an verschiedenen Stellen gemessen. Die genauen Stellen sind in Abb. 2.18 markiert und umfassen relevante Bereiche. Das Messergebnis ist aus Abb. 2.19 zu entnehmen.

Obwohl der Motor sich während der hohen Drehzahl auf fast 100°C erhitzt, erwärmt sich die Schwingprobe nur unbedeutend auf maximal 28,6°C. Wird ein Werkstoff mit höherer Wärmeleitfähigkeit verwendet, so erwärmt sich die Schwingprobe höchstens auf die Temperatur der Lagerhülse. Diese beträgt maximal 30,2°C. Es können also auch Werkstoffe die eine geringe Aktivierungsenergie gegenüber Kriechen und Relaxation aufweisen, wie Magnesium oder Aluminium, geprüft werden.

Sollte im Betrieb der Prüfmodus länger als 2 Stunden aktiviert sein, können sich die einzelnen Komponenten stärker erwärmen. Dies müsste bei Bedarf erneut gemessen werden.

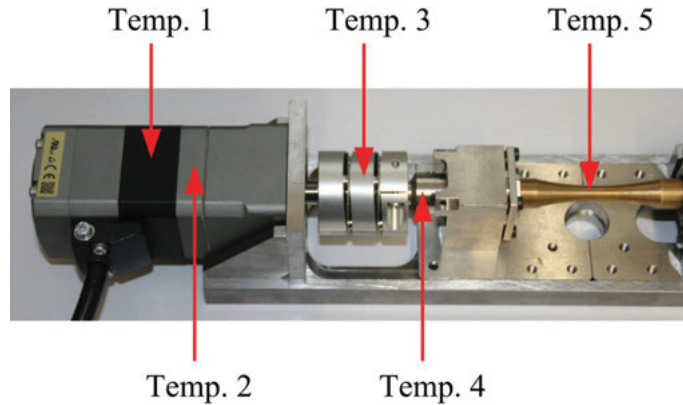


Abb. 2.18: Position der Temperaturmessstellen

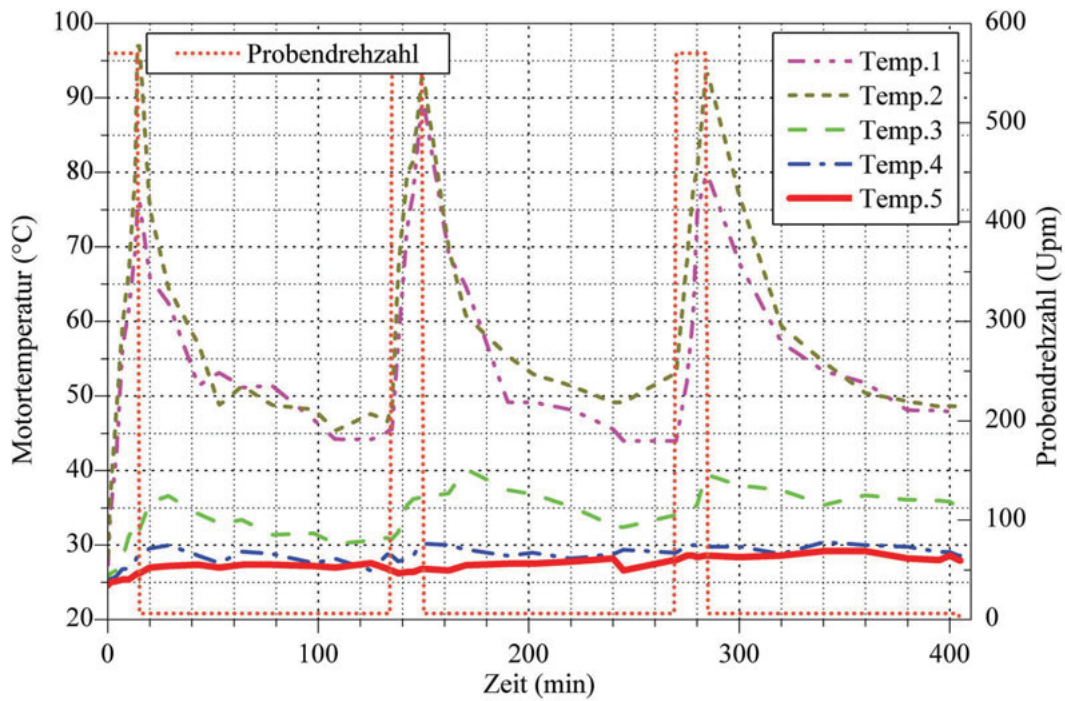


Abb. 2.19: Gemessene Temperaturen der Mini-UB während eines Testlaufes; die Messpunkte sind aus Abb. 2.18 zu entnehmen

3 Festigkeitsnachweis ausgewählter mechanischer Komponenten

Die einzelnen Komponenten der Mini-UB werden durch externe Kräfte belastet. Die nachfolgenden Berechnungen zeigen Belastbarkeitsgrenzen auf, um das Einsatzspektrum auszuloten. Bei der stehenden und fliegenden Lagerung werden nicht nur statische Merkmale berücksichtigt, sondern auch die Lebensdauer der Wälzlager abgeschätzt.

Für die statische Festigkeitsberechnung werden kritische Komponenten einer Finite Elemente (FE) Betrachtung unterzogen. Dabei kam das kommerzielle Produkt *Abaqus*® zum Einsatz. Als Werkstoffmodell ist das elastische Werkstoffverhalten von Stahl verwendet worden, der im Hook'schen Bereich mit einem E-Modul von 210 GPa und einer Querkontraktionszahl von $\nu = 0,3$ zu charakterisieren ist. Bis auf wenige Ausnahmen sind jegliche Komponenten aus der Legierung X5CrNi18-10 gefertigt.

Zur Bewertung einer berechneten dreidimensionalen Spannung wird, wie es für duktile Materialien üblich ist, die Gestaltänderungshypothese nach v. Mises verwendet, um aus den Komponenten des Spannungstensors $\sigma^{ij} e_i \otimes e_j$ eine skalare Größe zu errechnen. Sie wird dann Vergleichsspannung σ_v genannt und berechnet sich nach Glg. (3.1).

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_z \sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (3.1)$$

Die Gleichung nach v. Mises berücksichtigt die höhere Empfindlichkeit von duktilen Werkstoffen gegenüber Schubspannungen. Die skalare Vergleichsspannung lässt sich mit den im uniaxialen Zugversuch gewonnen Kennwerten vergleichen und bewerten. Die Werkstoffkennwerte der verwendeten tragenden Teile sind in Tab. 3.1 zusammengefasst.

Tab. 3.1: Werkstoffkennwerte verwendeter Werkstoffe [19]

Bezeichnung	E-Modul (GPa)	Streckgrenze (MPa)	Zugfestigkeit (MPa)	Bruchdehnung (%)
X5CrNi18-18	210	230	540 ... 750	45
C45E	210	430	650 ... 800	16
CuZn38Mn1Al	90	280	550	10

3.1 Baugruppe stehende Lagerung

Die stehende Lagerung dient der direkten Übertragung des Drehmomentes von der Kupplung an die Schwingprobe. Zusätzlich baut sie das statische Moment über die zwei Wälzlager ab. Über eine Bohrung, erkennbar im linken Bereich von Abb. 2.9, wurde das tatsächliche Drehmoment gemessen. Die für die Auslegung des Motors herangezogene Abschätzung beruhte auf der Messung an den 4-Punkt UB-Maschinen, die am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau verwendet werden. In die Durchgangsbohrung wurde ein Stab mit definierter Länge eingeführt und mit einer Federwaage die benötigte Kraft ermittelt. Für eine betriebsmäßige Abschätzung wurde eine Schwingprobe eingespannt und diese belastet. Die Messung ergab für die Mini-UB ein maximal benötigtes Drehmoment von 10 Ncm. Für die nachfolgenden Spannungsberechnungen kann eine Torsionsbelastung zufolge einer Rotationsbewegung in der Schwingprobe oder in anderen Komponenten vernachlässigt werden. Die Beanspruchung der Lagerhülsen wird deshalb nur auf statische Biegung untersucht.

3.1.1 Innere Lagerhülse

Die innere Lagerhülse wird durch das Biegemoment der Schwingprobe belastet. Die Biegebelastung wird durch eine Kraft von 200 N in einem Abstand von 109 mm eingeleitet. Obwohl bei diesem Lastfall die Schwingprobe plastifiziert, wird als konservative Annahme die Probe als steifer Zylinder nachgebildet, der die gesamte Energie auf die Lagerhülse überträgt und nicht selbst einen Teil davon als Plastifizierungsenergie abbaut.

Neben den Wälzlagern wird aus berechnungstechnischen Stabilitätsgründen ein Punkt der Stirnfläche fixiert. Eine vertikale Verschiebung wird zugelassen. Die Modellierung der Kupplung ist nicht notwendig, da sie biegeweich ist und eine Querkraftübertragung an dieser Position fast nicht mehr stattfindet, da über die Wälzlager ein Großteil der Kraft übertragen wird. Eine grafische Darstellung des Ersatzsystems für die innere Hülse ist in Abb. 3.1 b) dargestellt. Für die FE-Simulation wurden unter Ausnutzung der Spiegelsymmetrie 34 132 Hexaederelemente mit linearen Ansatzfunktionen verwendet.

Die zwei markierten Hotspots an den Kontaktstellen der Wälzlager weisen die höchste Beanspruchung auf. Aus der FE Simulation ergibt sich über die Wälzlagerbreite eine nicht konstante Spannungsverteilung, wie man es unter konservativer Abschätzung erwarten würde, sondern maximieren sich am Wälzlagerrand. Trotz dieser linienförmigen Spannungskonzentration, stellt sich nur eine maximale Vergleichsspannung von etwa 128 MPa ein. Dies liegt noch weit unterhalb der Streckgrenze $R_{p0,2} = 230$ MPa (vergleiche dazu Tab. 3.1) woraus sich keine plastische Verformung ableiten lässt.

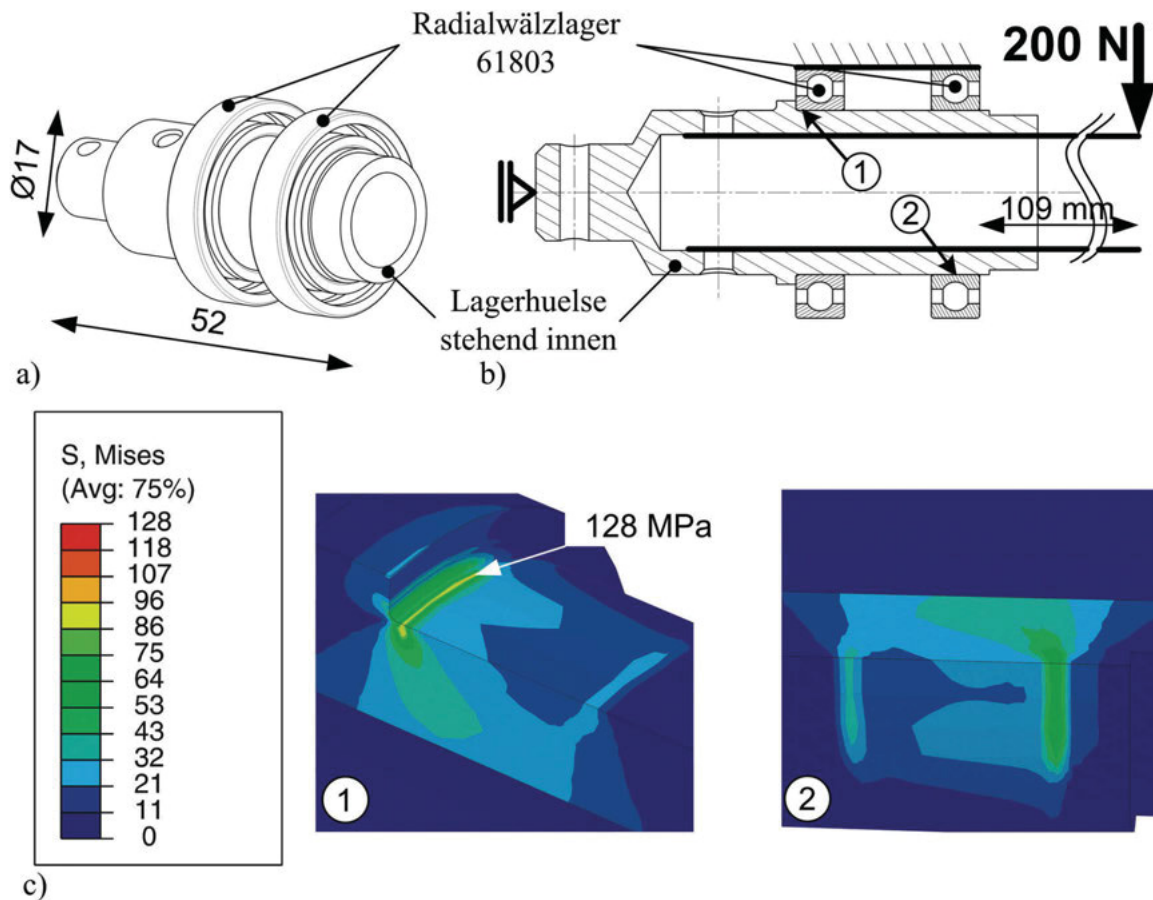


Abb. 3.1: Festigkeitsberechnung der inneren Lagerhülse; a) Übersicht der inneren Lagerhülse mit der Lage der angrenzenden Wälzlager, b) Ersatzsystem mit Randbedingungen, c) Detail FE Ergebnis des Belastungsfalls der in b) markierten Hot-Spots, dargestellt als Vergleichsspannung nach v.Mises, rein elastisch

3.1.2 Wälzlager

Das Wälzlager wurde nicht, wie üblich, aus der zu erwartenden Belastung dimensioniert, sondern basierend auf geometrische Randbedingungen ausgewählt. Ziel der Berechnung ist eine Lebensdauerabschätzung nach Glg. (3.2) aus DIN ISO 281 [26].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^m \quad (3.2)$$

Dazu muss ein statisches Ersatzsystem für die Wälzlager der stehenden Lagerung ermittelt werden, nach welchem eine Berechnung der Lagerbelastung möglich ist. In Abb. 3.2 a) ist die statische Situation der Mini-UB schematisch dargestellt und in Abb. 3.2 b) für die Berechnung entsprechend abstrahiert.

Aus diesem Ersatzsystem können die Auflagerkräfte berechnet werden. Die Lebensdauer wird zunächst für ein Stahllager und anschließend für ein Keramiklager berechnet. Die vertikalen Auflagerkräfte, die nach Abb. 3.2 benannt sind, werden nach Glg. (3.3) und (3.4) berechnet.

$$F_{r,1} = \left(\frac{106}{13} - 1 \right) F \quad (3.3)$$

$$F_{r,2} = \frac{106}{13} F \quad (3.4)$$

Für den Festigkeitsnachweis wird als Bemessungsgrundlage die Probenbelastung 200 N herangezogen. Damit ergeben sich Lagerkräfte in der Höhe von $F_{r,1} \approx 1431\text{N}$ und $F_{r,2} \approx 1631\text{N}$.

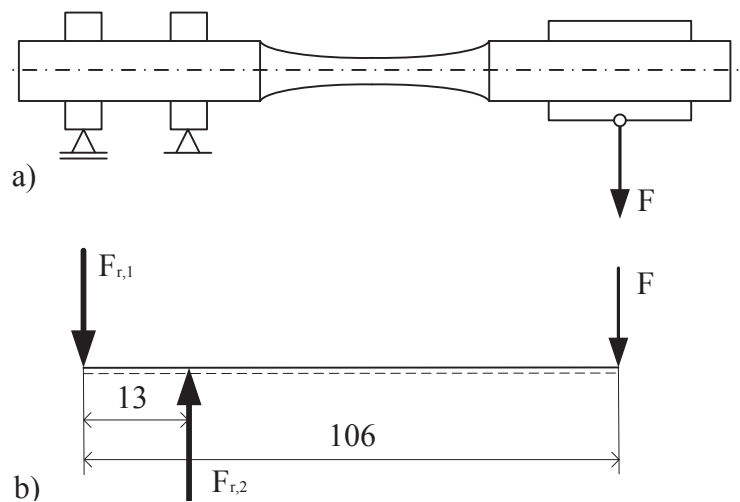


Abb. 3.2: Statisches Ersatzsystem der Wälzlager; a) schematische Darstellung, b) statische Darstellung

Wälzlager aus Stahl:

Nach dem statischen Ersatzsystem der Wälzlager werden diese rein radial belastet. Axiale Kräfte können im tatsächlich vorliegendem Spannungszustand nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Mit einer Ersatzlast in axialer Richtung von 100 N wird dies berücksichtigt. So muss eine dynamisch äquivalente Lagerbelastung erst mit den Faktoren X und Y ermittelt werden, wenn Glg. (3.5) gilt.

$$\frac{F_a}{F_r} > e \quad (3.5)$$

Die Berechnungsgröße e ist eine Funktion der Axialkraft und der statischen Tragzahl und kann als Tabellenwert für das jeweilige Lager ermittelt werden.

Für das Rillenkugellager 61803 beträgt die statische Tragzahl $C_0 = 1,68 \text{ kN}$ [37]. Bei einer Axialkraft von 100 N ist $e = 0,37$. Eine Berücksichtigung einer Axialkraft kann nun entfallen, da $F_a/F_{r,2} = 0,069$ groß ist [37]. Die Lagerbelastung P aus Glg. (3.2) reduziert sich zur

Radialkraft. Als dynamische Tragzahl wird $C = 1,68$ kN und für den Exponenten wird für Rillenkugellager $m = 3$ verwendet [37]. Die Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen beträgt für Lager 1 $L_{10,1} \approx 1,09$. Wenn man für die Umlaufbiegeprobe eine ertragbare Lastzyklenzahl von ca. 40 000 Lastzyklen annimmt, muss das Lager 1 alle 27 Proben gewechselt werden. Die Lebensdauer verlängert sich entsprechend bei einer Verringerung der Biegebeanspruchung, so wird man bei einer Probenbelastung von nur 150 N eine Verlängerung auf 2,6 Millionen Lastzyklen erfahren. Ein Lagertausch ist dann nur mehr nach 65 Versuchen erforderlich. Die Umlaufbiegeprobe wird dann so angepasst werden müssen, dass eine Belastung im Zeitfestigkeitsbereich stattfindet, bei einer Probenbelastung von $F < 150$ N.

Lager 2 ist um 12% weniger belastet und hat dadurch eine höhere Lebensdauer. Aufgrund der günstigen Preislage für ein Stahllager und im Vergleich zum verbundenen Arbeitsaufwand, ist es wirtschaftlicher, wenn bei einem Lagerausfall beide ausgetauscht werden.

Die Berechnung erfolgte ohne Sicherheitskennwerte. Da die eingesetzte Probenbelastung vom verwendeten Probenmaterial abhängig ist, kann die tatsächliche Lebensdauer mit einer bestimmten Sicherheit nicht im Voraus eindeutig bestimmt werden.

Wälzlager aus Keramik:

Für die Lebensdauerberechnung nach Glg (3.2) der Keramiklager müssen nur lagerspezifische Kennwerte, wie die Tragzahl ersetzt werden. Am weiteren Berechnungsablauf ändert sich nichts. Die Radialkräfte werden wie von der Lebensdauerberechnung der Wälzlager aus Stahl übernommen und entsprechen einer Probenbelastung von 150 N. Laut Hersteller der Lager *Sintertechnik GmbH* ist die statische Tragzahl gleich der, einer vergleichbaren Baureihe einer Stahlvariante, also $C_0 = 0,93$ kN [39]. Die dynamische Tragfähigkeit ist sogar um 13% größer, mit $C = 1,9$ kN [39]. Aus der Berechnung nach Glg. (3.2) hält Lager 1 rund 3,7 Millionen Lastzyklen, welches etwa 92 Versuchen entspricht. Im Gegensatz zum günstigeren Stahllager, ist es bei den Keramiklager aufgrund der Kostensituation erforderlich beide Wälzlager getrennt zu betrachten und auch einzeln auszutauschen. Lager 2 wird mit einer Radialkraft von $F_{r,2} = 1073$ N belastet. Daraus wird eine Lebensdauer von 5,6 Millionen Umdrehungen, also alle 137 Versuche erwartet. Durch unsachgemäßen Einbau der Keramiklager wird die tatsächliche Lebensdauer herabgesetzt.

3.1.3 Äußere Lagerhülse

Der Kraftverlauf geht von der inneren Lagerhülse über die Wälzlager in die äußere Lagerhülse über. Obwohl sich einige Spannungsüberlagerungen in den Kontaktstellen einstellen, wird ein vereinfachtes Ersatzsystem verwendet, die eine konservative Abschätzung der Beanspruchung zulässt. Die Lebensdauerberechnung von Kap. 3.1.2 der Wälzlager einer Probenbelastung von empfiehlt eine maximale Probenbelastung von 150 N. Ausgehend von dieser Annahme wird die stehende Lagerung ebenfalls mit 150 N berechnet.

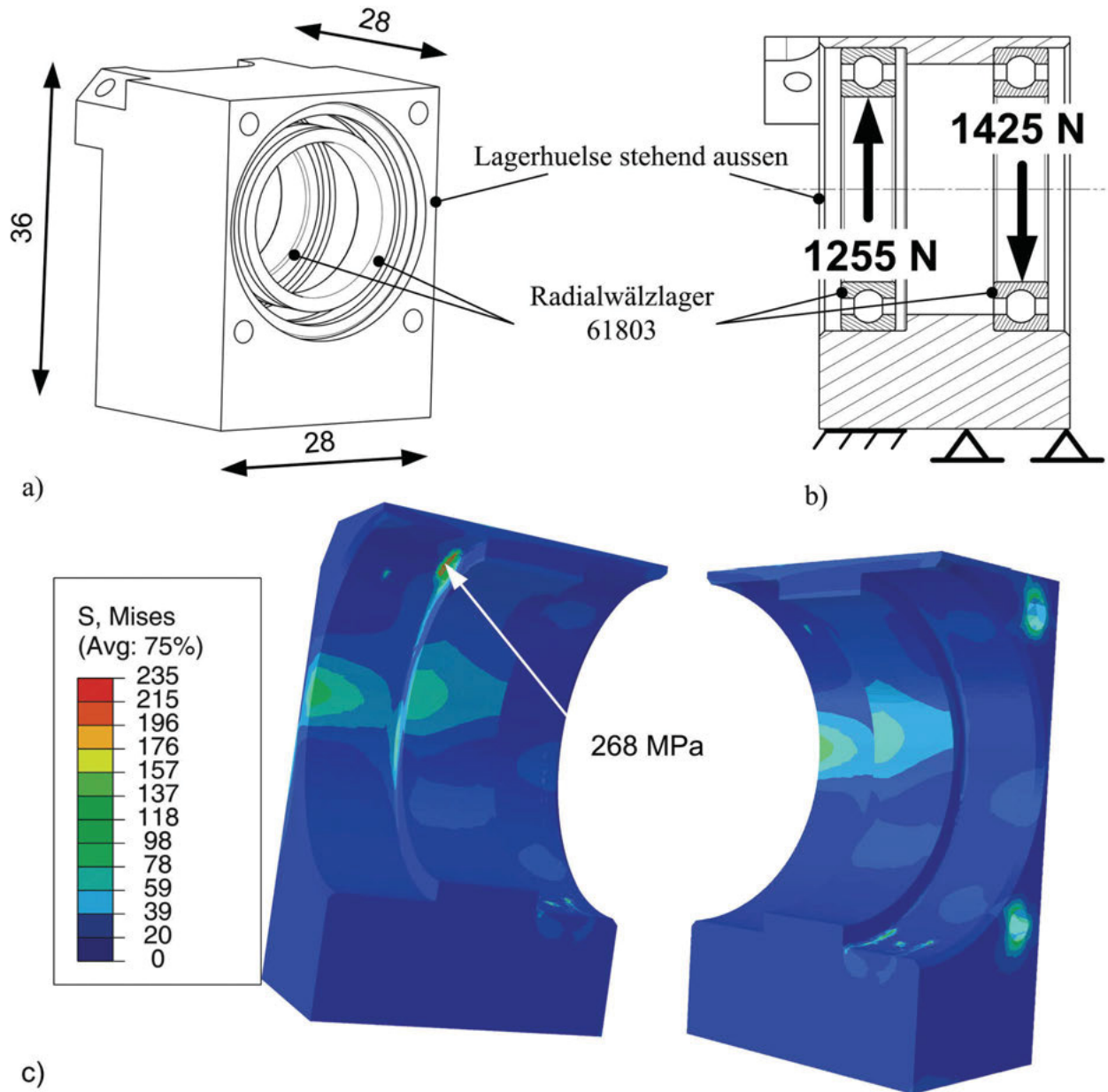


Abb. 3.3: Festigkeitsberechnung der äußeren Lagerhülse; a) Übersicht der äußeren Lagerhülse, b) Ersatzsystem mit Randbedingungen, c) FE Ergebnis des Belastungsfall mit zusätzlicher Schraubenbelastung des Lagerdeckels; Werkstoffmodell nach v.Mises

Das statische System der äußeren Lagerhülse ist in Abb. 3.3 b) dargestellt. Die externen Kräfte werden von den Wälzlager in die Konstruktion eingeleitet. Nach Glg. (3.3) und (3.4) ergeben sich mit $F = 150 \text{ N}$ die Belastungen $F_{r,1} = 1073 \text{ N}$ und $F_{r,2} = 1223 \text{ N}$. Die Aufnahme der Belastung erfolgt über die Kontaktfläche an der Unterseite zur Grundplatte. Horizontale Verschiebungen werden durch Befestigungsschrauben unterbunden. Für das FE-Modell wurden dreidimen-

sionale Tetraederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen verwendet. Unter Ausnutzung der Spiegelsymmetrie wurde das Modell halbiert und mit 61 879 Elementen vernetzt.

Die Beanspruchung an den Kontaktflächen der Wälzlager sind über ihre Breite ungleichmäßig verteilt. Die maximale Spannung beträgt 268 MPa. Vergleicht man die Werkstoffkennwerte von Tab. 3.1 mit der maximalen Spannung nach v. Mises mit $\sigma_v = 268$ MPa, ist eine Überschreitung der Streckgrenze erkennbar. Dies deutet auf eine Plastifizierung an der höchstbeanspruchten Stelle hin. Da die nach dem elastischen Berechnungsverfahren ermittelten Vergleichsspannungen größer sind, als die Dehngrenze, entsprechen sie nicht mehr den wahren Spannungen. Der plastische Bereich erstreckt sich an der Oberfläche über ein Gebiet von $0,2 \times 1,2$ mm. Eine Verringerung der Lebensdauer wird wegen der statischen Belastung und dem großen Spannungsgradienten, der auf eine Stützwirkung hinweist, nicht erwartet. Interessant ist, dass sich die plastische Zone nur bei Lager 2 zu finden ist. Obwohl die höchste Belastung im Lager 1 eingeleitet wird, herrscht lokal eine Spannung von nur 178 MPa, also unterhalb der Streckgrenze. Über dem Lager 2 verringert sich die Wandstärke aufgrund der Bohrung auf bis zu 1 mm. So wird die Verformung größer, ist aber immer unter der Fertigungstoleranz der Konstruktion. Bei Belastung wird die Lagerpassung nicht beeinflusst. Für rein elastische Spannungen kann in Nachfolgeversionen eine massivere Ausführung der äußeren Lagerhülse eingebaut werden.

Die für die Berechnung notwendigen Randbedingungen, wie Auflager, sind den realen Einspannungen nachempfunden. In die äußere Lagerhülse greifen noch zusätzlich zwei Schrauben und zwei Zentrierstifte ein, die Zug und Druckkräfte aufnehmen müssen. Durch handfesten Anzug der Lagerschrauben wird die Fläche des Lagerkontaktes nicht beeinflusst.

3.2 Statische Belastung und Festlegung der Geometrie der Schwingprobe

Mit den gewonnenen Informationen der Beanspruchbarkeit der Lagerhülse kann eine Probengeometrie entwickelt werden, die auf die maximal zulässige Belastung der Mini-UB optimiert wird. Da in der stehenden Lagerhülse die größten Kräfte eingeleitet werden, ist für eine Geometrieoptimierung in erster Linie nur die Belastbarkeit der stehenden Lagerung wichtig.

Das statische Ersatzsystem, ist in Abb. 3.4 schematisch dargestellt. Die Auflagersituation wurde durch eine Einspannung vereinfacht zusammengefasst. Von Interesse ist das Erzwingen einer stark erhöhten Spannung im mittleren Bereich der Schwingprobe. So wird dafür eine Standard-Umlaufbiegeprobe auf die Randbedingungen der Mini-UB modifiziert.

Erfahrungen haben gezeigt, dass sich die Spannung im Prüfquerschnitt erst genügend konzentriert, wenn die Querschnitte des Schaftes und dem Prüfbereich in einem größerem Verhältnis als $1/2,5$ zueinander stehen. Konstruktiv ist der Schaftdurchmesser auf 12 mm fixiert. Der Prüfquerschnitt darf aufgrund des Verhältnissen höchstens 7,5 mm abmessen. Um den Übergang zwischen Schaft- und Prüfquerschnitt eine sanft ansteigende Krümmung zu geben, wird der mittlere Teil als kreisförmiges Hyperboloid ausgeführt. Die in Abb. 3.4 a) dargestellte kon-

strukturelle Berechnungssituation wird für eine einfachere statische Betrachtungsweise als statisches Ersatzsystem, wie in Abb. 3.4 b) dargestellt, abstrahiert.

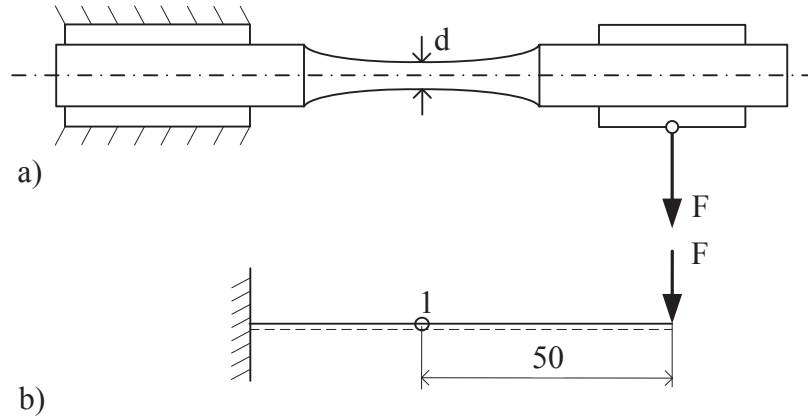


Abb. 3.4: statisches Ersatzsystem der Schwingprobe; a) schematische Darstellung, b) statisches Ersatzsystem

Die erforderliche Belastung, um im Bereich des geringsten Querschnitts die Beanspruchung $\sigma_{b,x}$ an der Randfaser herbeizuführen, beträgt nach Glg. (3.6).

$$F_{erf} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{1}{50} \cdot d^3 \cdot \sigma_{b,x} \quad (3.6)$$

Dabei ist zu beachten, dass aufgrund der maximal zulässigen Belastung der Mini-UB $F_{max} = 150 \text{ N}$ ist. Mit einer Schwingprobe mit Prüfdurchmesser von 7,5 mm ist es nicht möglich eine höhere Beanspruchung als 181 N zu erzeugen. Die in Kap. 2.1.1 geforderten Randbedingungen schreiben eine erreichbare Beanspruchung von mind. 600 N vor. Es muss in weiterer Folge der Prüfquerschnitt verringert werden. Bei einer Schwingprobe mit einem Prüfdurchmesser von 4,5 mm wird bei einer Belastung von 150 N eine maximale Beanspruchung von 838 MPa erzielt, welche ausreicht um z. B. bei Titan eine Belastung im Zeitfestigkeitsbereich hervorzurufen [28]. Die Fertigungszeichnung mit einer 4,5 mm Schwingprobe ist in Abb. 3.5 dargestellt.

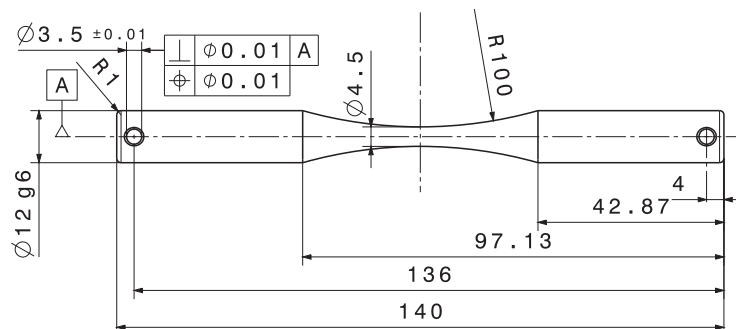


Abb. 3.5: Fertigungszeichnung einer 4,5 mm Schwingprobe in CNC-Koordinaten

Zur Ermittlung der unteren Kraftgrenze wurden Testläufe durchgeführt. Durch einen Lockervorgang der Kalottenhülse, aufgrund der geringen Anpresskraft der Gewindeflanken zwischen Kalottenhülse und Gewindezapfen, verringert sich eine angelegte Kraft unterhalb von 40 N selbstständig. Um niederfeste Metalle, wie Magnesium oder Kupfer optimal zu prüfen, muss der Prüfquerschnitt individuell so angepasst werden, dass für eine Belastung im Zeitfestigkeitsbereich die Schwingenbelastung über 40 N und unterhalb von 150 N liegt.

Im Bereich des Prüfquerschnittes liegt eine geringe Querkraftbelastung an. Schubspannungen können in Glg. (3.6) unberücksichtigt bleiben. Der Schubfluss bildet sich parabelförmig über die Querschnittsfläche aus. An der Oberfläche bleibt entsprechend der Spannungstensor unbeeinflusst [5].

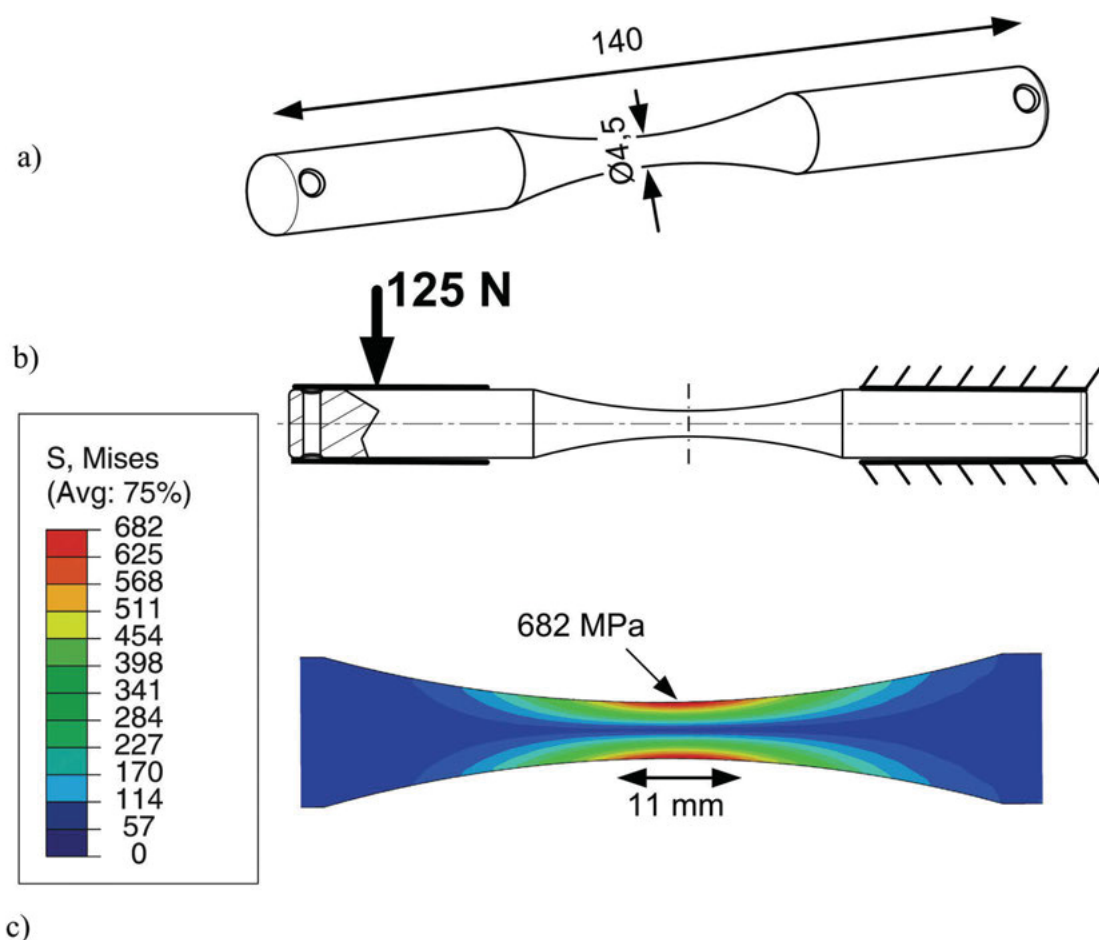


Abb. 3.6: Belastung der Schwingprobe; a) Ansicht des Berechnungsmodells, b) statischer Lastfall mit einer Belastung von 125 N, c) Ergebnis der FE Simulation und Darstellung der höchsten Beanspruchung; Werkstoffmodell nach v.Mises

Das entsprechende Ersatzmodell für die FE-Simulation wurde aus 22 113 dreidimensionale Hexaederelemente mit linearen Ansatzfunktionen gebildet. Unter Ausnutzung der Spiegelsymmetrie wurde nur die Hälfte der Schwingprobe nachgebildet. Die Belastung wird an einem Schaft über eine steife Hülse aufgebracht und am gegenüberliegenden Schaft über eine eingespannte

Hülse abgebaut, wie in Abb. 3.6 b) dargestellt ist. Es wird eine gute Übereinstimmung mit der Finite Elemente Berechnung und der statischen Berechnung von Glg. (3.6) bei einem Prüfquerschnitt von 4,5 mm erreicht. Bei einer Belastung von 125 MPa erhält man eine Vergleichsspannung 682 MPa, wie in Abb. 3.6 c) dargestellt. Vergleicht man das FE-Ergebnis mit Glg. (3.6), erhält man eine Abweichung von 2,4%.

Für die Rissverfolgung ist nicht nur die maximale Spannung von Interesse, sondern auch benachbarte Gebiete. Der Bereich der Oberfläche der noch mind. 90% der maximalen Spannung aufweist, erstreckt sich in axialer Richtung über 11 mm, wie in Abb. 3.6 c) dargestellt ist. Innerhalb dieses Bereiches werden die Schwenkbewegungen der Objektive nicht eingeschränkt.

3.3 Baugruppe Kraftaufbringung

Die aufzubringende Kraft ist durch die hohe Beanspruchung der stehenden Lagerung auf 150 N limitiert. Für die FE-Berechnung dieser Baugruppe sind die kritischen Bauteile bis auf die Schwinge und dessen Achsaufhängung idealisiert biege- und torsionsfrei. Sie werden nur auf Druck beansprucht. Dass die Gewindeflanken der Kalottenhülse und des Gewindezapfens dieser Belastung ($F < 150$ N) ohne Probleme erleiden können, wurde aus dem Erfahrungsschatz der Fertigung übernommen und wird nicht gesondert berechnet.

3.3.1 Kalotte

Die Kalotte leitet die durch eigene Drehung entstehende Kraft, abgestützt am Gewinde über einen Kontakt direkt in die Schwinge ein. Da idealisiert zwischen den beiden Komponenten nur ein punktförmiger Kontakt vorliegt, der in Abb. 2.11 dargestellt ist, steigt die Kontaktspannung mit der Steifigkeit überproportional an. Im Berechnungsmodell wird der Kontaktteil der Schwinge durch ein steifes Kugelsegment angenähert, wie in Abb. 3.7 b) dargestellt. Das FE-Modell der Kalottenhülse wurde unter Berücksichtigung der Spiegelsymmetrie aus 12 141 Hexaederelementen mit linearen Ansatzfunktionen aufgebaut. Die maximale Spannung liegt bei einer angelegten Kraft von 200 N bei 185 N, wie in Abb. 3.7 c) dargestellt ist. Dies liegt noch unterhalb der Streckgrenze, wie aus Tab. 3.1 zu vergleichen ist.

Da die maximale Belastung der Mini-UB im Betrieb auf unter 150 N festgelegt wurde, ist eine Sicherheit gegen hochfrequente Stöße mit niedriger Amplitude gegeben. Die Stöße treten auf, wenn die Probe zunehmend geschädigt wird und Risse auftreten. Dort verhält sich die Probe lokal weicher. Es bilden sich über dem Umfang unterschiedliche Steifigkeiten aus. Die Steifigkeitssprünge be- und entlasten die Schwinge, bzw. Kalotte in einer Frequenz weit höher als die Drehgeschwindigkeit.

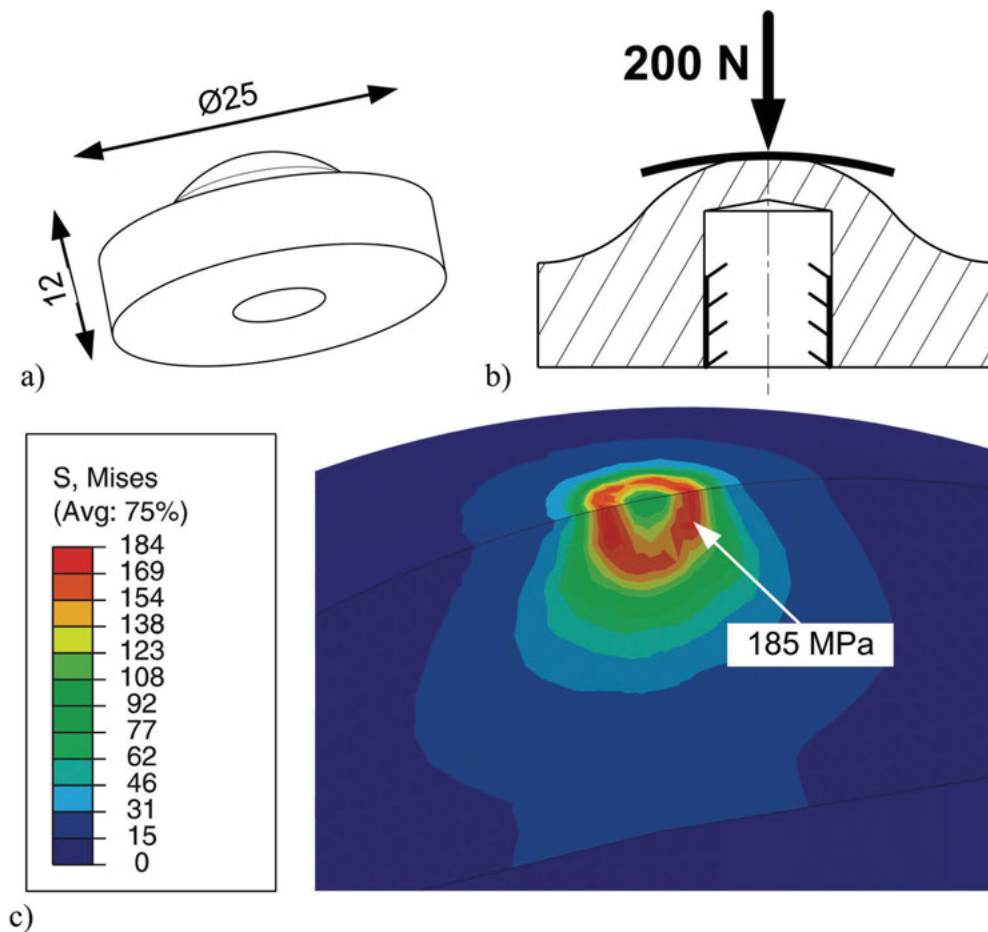


Abb. 3.7: Belastung der Kalotte; a) Ansicht des Berechnungsmodells, b) statischer Lastfall mit einer Belastung von 200 N ohne Modellierung des Gewindes, c) Ergebnis der FE Simulation; Werkstoffmodell nach v.Mises

3.3.2 Schwinge

Die Schwinge ist aufgrund ihrer Hebelwirkung überwiegend auf Biegung beansprucht. Eine Veränderung des Schwingenwinkels in Referenz zur Grundplatte während der Applikation der Belastung, wie in Abb. 2.11 dargestellt, verändert den angreifenden Kraftwinkel. Eine Verdrehung um die Lagerachse bewirkt eine Verringerung der Normalkraft bei gleichzeitiger Erhöhung der Tangentialkraft.

Die Schwinge wird in der horizontalen Lage, ohne Abminderung der Normalkraft mit einer äußeren Kraft von 200 N belastet. In dem Berechnungsmodell aus Abb. 3.8 b) werden drei Hot-Spots markiert, die dann im Ergebnis der Finite Elemente Simulation von Abb. 3.8 c) vergrößert dargestellt sind. Die höchste Beanspruchung liegt an der Kontaktstelle zur Kalottenhülle an, wie in Abb. 3.8 c) (3) dargestellt, Beanspruchung von 232 MPa. Im Betrieb von unter 150 N, ist wie bei der Kalottenhülle eine Sicherheit gegen hochfrequente Stöße niedrigerer Amplitude zu erwarten, da die Streckgrenze dann nicht überschritten wird.

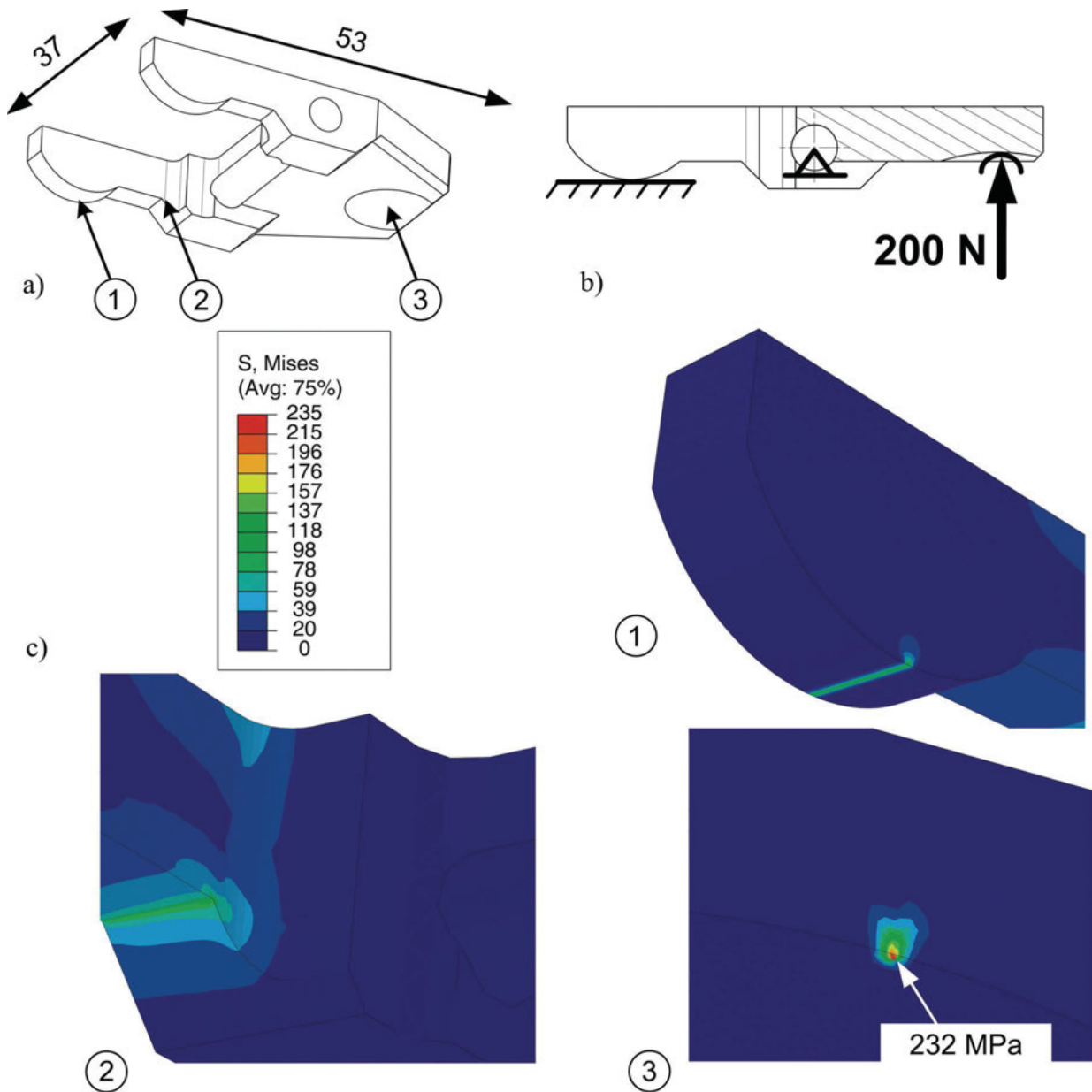


Abb. 3.8: Belastung der Schwinge; a) Ansicht des Berechnungsmodells, b) statischer Lastfall mit einer Belastung von 200 N c), Ergebnis der FE Simulation nach rein elastischer Berechnung mit der Vergleichsspannung nach v. Mises in den ausgewählten Hot Spots

3.3.3 Achse

Die Achse dient zur Schwingenaufhängung und ist über Miniaturlagerbuchsen mit der Schwinge und der Führungsplatte, wie in Abb. 2.10 dargestellt, verbunden. Die Hauptbelastung entsteht durch querkraft-induzierten Schub. Die Lagerbuchsen sind im Berechnungsmodell von Abb. 3.9 b) als starre Körper nachgebildet. Am Übergang von Schwinge zur Führungsbuche

liegt ein Luftspalt von etwa 1 mm. In diesem Bereich entstehen große Scherkräfte. Bei einer extern einwirkenden Schwingenbelastung von 200 N, also 100 N je Seite, liegt die höchste Spannung weit unterhalb der Streckgrenze. des verwendeten C45E Stahls. Für die FE-Simulation wurde unter Ausnützung der Spiegelsymmetrie 57 274 Hexaederelemente mit linearen Ansatzfunktionen verwendet worden.

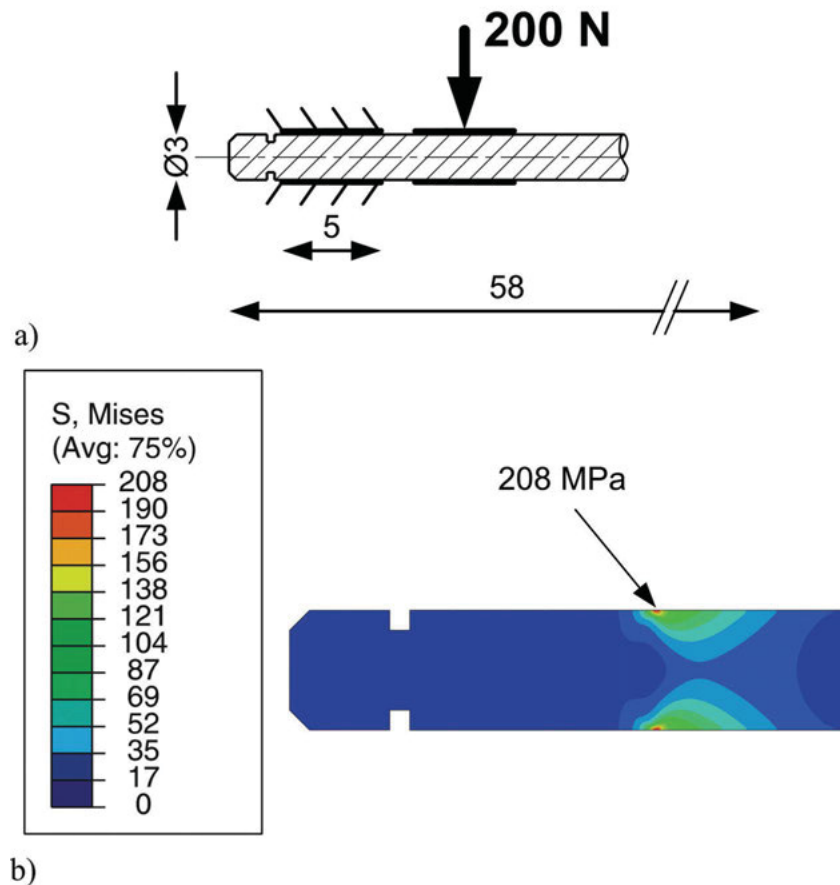


Abb. 3.9: Belastung der Achse; a) Ansicht des Berechnungsmodells, b) Ergebnis der FE Simulation; Werkstoffmodell nach v. Mises

3.3.4 Gleitlagerbuchse der Schwinge

Die Gleitlagerbuchse wird von *Misumi Europe GmbH* vertrieben und besteht aus einer Grundmetallschicht aus verzinnnten St 12 Stahl, der mit einer PTFE/Sinterbronzeschicht ummantelt ist. Ein Einsatz von Schmiermitteln kann entfallen.

Die Gleitlagerbuchse wird durch Einwirkung einer tatischen Belastung belastet. Eventuell auftretende Stoßbelastungen, werden von dem weichen Lagermaterial gedämpft. Die maximal zulässige Flächenpressung beträgt nach Herstellerangaben 47 MPa.

Wird die Schwinge mit 200 N belastet, liegt an jedem Lager eine Kraft von 100 N an. Bei einer Breite von 5 mm und einem Durchmesser von 3 mm kann, nach Empfehlungen der Hersteller wegen der guten elastischen Verformung die Kraft über die gesamte Breite und bis zur halben Höhe übertragen werden. Die Flächenpressung errechnet sich dann aus $p = 100\text{N}/(3\text{mm} \cdot 5\text{mm})$ und beträgt 6,7 MPa. Die Tragfähigkeit inklusive etwaiger Stöße gilt damit als nachgewiesen.

3.4 Baugruppe fliegende Lagerung

Die fliegende Lagerung ist im Gegensatz zu den anderen Baugruppen gering belastet und es erfolgt daher nur eine Lebensdauerberechnung der Wälzlager.

3.4.1 Wälzlager

Die Kraft wird mittig und senkrecht in die äußere Lagerhülse eingeleitet. Durch die Biegung und Absenkung der Schwingprobe ergeben sich im Wälzlager Radial- und Axialkräfte. Die gesamte Radialkraft der Wälzlager errechnet sich bei einer Gesamtverdrehung der fliegenden Lagerung von 10° $F_r = 200\text{N} \cdot \cos(10^\circ)$ und beträgt $F_r = 196$ N. Die Axialkraft errechnet sich dementsprechend über die Beziehung $F_a = 200\text{N} \cdot \sin(10^\circ)$ und ist 34 N groß. Mit der Bedingung nach Glg. (3.5) kann die axiale Lagerkraft vernachlässigt werden.

Tab. 3.2: Ergebnisse der Lebensdauerberechnung der Wälzlager für die fliegende Lagerung, unter Annahme einer Erlebensdauer der Schwingprobe von 40 000 Lastzyklen

Lagerwerkstoff	Lebensdauer (Umdrehungen)	Probenanzahl (Stück)
Stahl	$4,7 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^5$
Keramik	$6,9 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^5$

Für die Lebensdauerberechnung nach Glg. (3.2) erhält man die einzelnen Lagerkräfte durch eine symmetrische Aufteilung. Jedes Lager wird radial auf 100 N beansprucht. Verwendet man die gleichen Kennzahlen für Stahl und Keramiklager wie bei der Lagerberechnung der stehenden Lagerung in Kap. 3.1.2, so ergibt sich eine große Einsatzdauer. Die Zusammenfassung der Berechnung bietet Tab. 3.2. Auch wenn die Lebensdauer stark von den realen Belastungen und der Vorgeschichte abhängig ist, werden die Wälzlager dennoch eine lange Lebensdauer aufweisen.

4 Risikobeurteilung der Mini-UB nach aktuellen Normungen

Bevor die Systemarchitektur des elektrischen und programmtechnischen System spezifiziert werden kann, muss eine Risikobewertung durchgeführt werden, um die hardware-, software- und bedienungsrelevanten Sicherheitseinrichtungen zu definieren, die dann in weiteren Planungen einfließen.

Grundlage einer ganzheitlichen Risikobewertung, stellt EN ISO 12100-1:2003 dar, mit den sich dazu ergänzenden Normungen. Folgend auftauchende Definitionen werden aus den verwendeten Regelwerken übernommen. Eine Reduktion des Gefährdungspotenzials einer Maschine wird erst erreicht, wenn die in [12] festgelegten Ziele der Risikominimierung nach den in [16] angebotenen Leitsätze verfolgt werden. Einige der Ziele, wie Sicherheit gegen Gebrechen oder Definition der betrieblichen Randbedingungen wurden in den Kap. 3 und Kap. 2.1.1 behandelt. In diesem Kapitel werden die fehlende Punkte einer von [16] geforderten Sicherheitsdokumentation ergänzt.

4.1 Festlegung von Grenzen

Die Beurteilung des Risikos der Maschine beginnt mit der Festlegung ihrer Grenzen [12, 16]. Gemäß diesem Motto werden die einzelnen Grenzen speziell für die Mini-UB festgelegt und lauten wie folgt:

1. Verwendungsgrenzen
2. Räumliche Grenzen
3. Zeitliche Grenzen
4. sonstige Grenzen

4.1.1 Verwendungsgrenzen

Zu den Verwendungsgrenzen zählen die Einsatzgrenzen und Betriebsarten der Maschine. Die Einsatzgrenzen sind mit den zu erbringenden Eigenschaften der Mini-UB von Kap. 2.1 ermittelt worden. Die regulären Betriebsarten der Mini-UB sind:

1. Prüfmodus mit hoher Drehgeschwindigkeit
2. Positioniermodus mit niedriger Drehgeschwindigkeit
3. Probenwechsel bei stillstehender Maschine
4. Fehlbetrieb

Eingriffe bei einem Fehlbetrieb, können Manipulation an den mechanischen Teilen bei den unterschiedlichen Betriebsarten sein. Die Mini-UB wird von geschultem Personal und Praktikanten betrieben. Im Betriebsumfeld der Maschine, das sich im Mikroskop-Raum des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau befindet, entsteht kein Einfluss auf benachbarte Gerätschaften und deren Bedienpersonen.

Es könnte der Fall auftreten, dass sich institutsfremde Personen mit keinerlei maschinenspezifischen Kenntnissen, wie beispielsweise Besucher, im näheren Umfeld aufhalten. Ein unwissendes Eingreifen in den Betrieb der Mini-UB erhöht die individuelle Gefährdung.

4.1.2 Räumliche Grenzen

Bedingt durch die spezielle Verwendungsweise der Maschine und der geometrischen Anpassung an das Mikroskop entstehen keinerlei räumliche Grenzen während des Betriebs. Die Mini-UB wird nur von einer Person bedient, die sich in sitzender Position vor der Rechneinheit des Mikroskops befindet und keinerlei relevante Interaktion mit der Umgebung ausführen muss. Die Schnittstelle zwischen Bediener und Maschine findet über einen eigenen Computer statt. Die Verwaltung aller benutzerspezifischen Eingaben und Statusmeldungen erfolgt über diesen Computer.

4.1.3 Zeitliche Grenzen

Die zeitliche Grenze der Mini-UB wird zwischen zwei Wartungseinheiten durch die Lebensdauer der Wälzlager, die in Kap. 3 abgeschätzt wurde, festgelegt. Da unvorhersehbare Lasten bedingt durch die Prüfcharakteristik und verwendetem Werkstoff der Schwingprobe, auf die Mini-UB wirken können, ist das Wartungsintervall von 65 Versuchsserien nur als eine Schätzung anzusehen. Die Notwendigkeit einer Wartung bzw. einem Tausch eines Wälzlager äußert sich durch stark erhöhte Schallemission. Regelmäßige Wartungen anderer Teile sind voraussichtlich nicht notwendig. Selbst kritische Teile, wie z. B. der Schrittmotor wurde als wartungsfrei über dessen gesamte Lebensdauer vom Hersteller angegeben.

4.1.4 Sonstige Grenzen

Die Aufbewahrung der Maschine außerhalb des Betriebes hat stoßsicher, staubgeschützt und wassergeschützt zu erfolgen. Vor dem Betrieb ist dafür zu sorgen, dass die Maschine staubfrei ist. Besonders der Motor darf nicht verschmutzt sein. Ein regelkonformer Betrieb hat nur auf dem Objektstisch des Mikroskopes zu erfolgen. Sollte die Mini-UB an anderen Standorten

betrieben werden, ist auf eine harte, ebene Unterfläche zu achten. Der Bereich der Maschine muss dann gut gekennzeichnet sein und vor unsachgemäßer Berührung die zu Verletzung führen kann, geschützt werden.

4.2 Identifizierung der Gefährdungen

Nach der Festlegung der Grenzen, ist eine Identifizierung der einzelnen Gefährdungen möglich. Dies bildet die Grundlage zur Risikobeurteilung und -minimierung. Zur Auflistung der Gefährdung ist für die Mini-UB eine Zusammenfassung aller Betriebsarten einfacher und werden nach [12] eingeteilt. Die Gefährdungen zählen zu global maschinelle Gefährdungen, die die gesamte Konstruktion umfassen, dessen Steuerungssysteme und zusätzliche Komponenten. Das Mikroskop selbst wird nicht in die Beurteilung einbezogen.

4.2.1 Mechanische Gefährdung

Mechanische Gefährdungen beschreiben potentielle Gefahren, die rein durch das mechanische System entstehen könnten. Alle rotierenden und bewegliche Teile sind solche Gefahrenpunkte. Da die Mini-UB offen unter dem Mikroskop betrieben wird, sind jegliche beweglichen Teilen zugänglich. Es kann bei Berührung der beweglichen Teile zu Reibung kommen. Auch das Erfassen und Einziehen von Kleidungsstücken und Haaren in die rotierenden Teile ist möglich. Da die rotierenden Komponenten keine stark hervorstehenden und spitze Teile besitzen, können sonstige mechanische Gefährdungen ausgeschlossen werden.

4.2.2 Elektrische Gefährdung

An der Mini-UB selbst werden die beiden elektrischen Komponenten Schrittmotor und Kraftmessdose verwendet. Beide werden gegen Fehlerstrom intern oder über den Schaltschrank entsprechend gesichert. Bei direkter Berührung mit einem schadhafte Teil erfolgt kein lebensgefährlicher Stromstoß. Steuerungskomponenten, die im Schaltschrank verstaut werden, sind stromführend. Bei Berührung der Anschlüsse ist mit einem elektrischen Schlag zu rechnen. Die Spannungsversorgung der gesamten Komponenten beträgt entweder 240 V Wechselspannung oder 24 V Gleichspannung und kann lebensgefährlich sein.

4.2.3 Thermische Gefährdung

Es ist eine starke Erwärmung des Schrittmotors bei hoher Drehzahl gemessen worden. Es können an der Motoroberfläche Temperaturen von 120°C auftreten [36]. Dies reicht aus um bei Berührung leichte bis mittlere Verbrennung an der Haut hervorzurufen. Sollten leicht entflamm-

bare Stoffe wie Alkohole oder dergleichen, deren Flammpunkt unter 150°C liegen, das heiße Motorgehäuse berühren, besteht Brandgefahr.

4.3 Risikoeinschätzung, -beurteilung und -minimierung

Für jede Gefährdung hat nach [16] eine Risikoeinschätzung zu erfolgen. Dabei wird die Schwere, Vermeidbarkeit, Häufigkeit und Dauer betrachtet. Zusätzlich wird der in [11] definierte Begriff des sicherheitsbezogenen elektrisch, elektronisch und programmierbarem Steuerungssystems (SRECS) eingeführt. Damit wird eine Steuerung wie z. B. Not-Aus angesprochen, mit dessen Hilfe ein elektrisches System, wie ein Motor durch einen Not-Befehl schnell gesichert werden kann.

Eine Gefährdung, die durch ein SRECS minimiert werden kann, wird nach [15] in Sicherheits-Integrationsebenen (safety integrity level, SIL) eingeteilt. Mit den in Tab. 4.1 angeführten Klas-

Tab. 4.1: Matrix der Festlegung des SIL nach [11], (AM) andere Maßnahmen empfehlenswert

Schwere (S)	Klasse (K)				
	3 bis 4	5 bis 7	8 bis 10	11 bis 13	14 bis 15
4	SIL 2	SIL 2	SIL 2	SIL 3	SIL 3
3		(AM)	SIL 1	SIL 2	SIL 3
2			(AM)	SIL 1	SIL 2
1				(AM)	SIL 1

sen gelangt man so zu einer Forderung, die eine höchst zulässige Ausfallswahrscheinlichkeit sicherheitsrelevanter Komponenten vorschreibt. Ein einfaches Beispiel ist ein Not-Aus-System, das nach der zugehörigen SIL in einer Not-Situation mit einer charakteristischen Wahrscheinlichkeit nicht versagen darf.

Einen detaillierteren Einblick in die Anforderungen der Sicherheitsfunktion und den daraus bestehenden Einzelkomponenten bietet eine Beurteilung mit einem Risikographen [15], wie in Abb. 4.1 dargestellt ist. Die zugehörigen Parameter finden sich in Tab. 4.2, frei nach [7, 15]. Jedem Risiko wird ein Performance-Level (PL) zugewiesen, das die Sicherheitsfunktion weiter spezifiziert. Mit zusätzlichen Parametern aus [15], wie Fehlerparameter, Diagnosedeckungsgrad, Systemkategorie, etc. lässt sich eine Systemarchitektur entwerfen und bewerten.

Doch es gibt auch Gefährdungen, die im Zusammenhang zu einem SRECS stehen, wie die elektrische Komponenten in einem Schaltschrank, aber sich nicht durch eine Sicherheitsfunktion im engen Sinne von [15] abdecken lassen. Dann übernimmt die hierarchisch übergeordnete harmonisierte Norm [12] eine Beurteilung, mit der es möglich ist durch andere Maßnahmen das Risiko zu minimieren. Da jedes Risiko einzeln bewertet und minimiert werden muss, wird

die Gefährdungsgliederung von Kap. 4.2 verwendet. Eine Beurteilung erfolgt nach der jeweils geltenden Norm, je nach Definitionsmöglichkeit einer Sicherheitsfunktion.

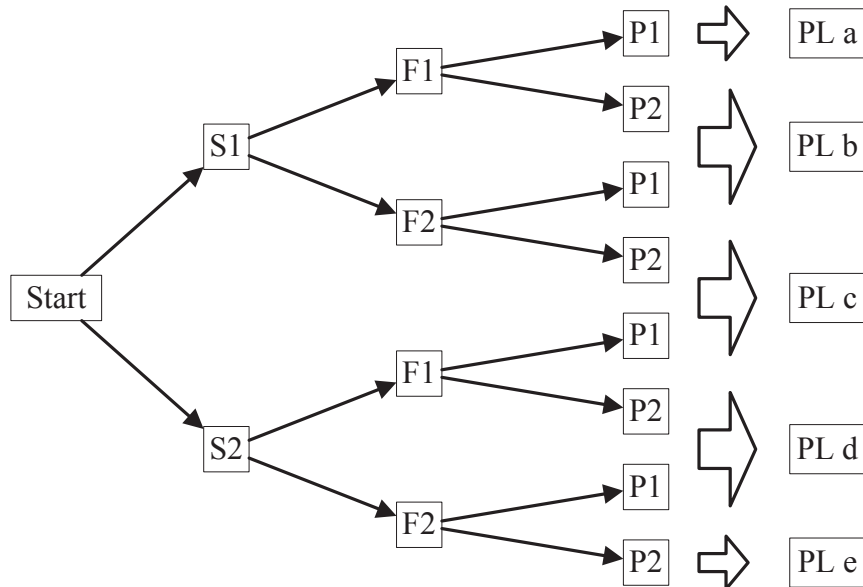


Abb. 4.1: Risikograph, nach [15]; Ziel ist es das entsprechende Performance-Level (PL) für die Sicherheitsfunktion festzulegen

Tab. 4.2: Parameter des Risikographen

Schwere der Verletzung	
S1	leichte Verletzung (normalerweise reversibel)
S2	schwere Verletzung, einschließlich Tod (normalerweise irreversibel)
Häufigkeit und/oder Dauer der Gefährdungsexposition	
F1	selten bis öfter und/oder kurze Dauer
F2	häufig bis dauernd und/oder lange Dauer
Möglichkeiten zur Vermeidung der Gefährdung	
P1	möglich unter bestimmten Bedingungen
P2	kaum möglich

4.3.1 Beurteilung und Reduzierung der mechanischen Gefährdung

Die mechanischen Gefährdungen können einzeln oder kombiniert auftreten. Da die räumliche Trennung der mechanischen Gefährdung aufgrund der kompakten Bauweise nicht nennenswert

existiert, ist jede angesprochene mechanische Gefährdung an der gesamten Mini-UB gleich hoch.

Erfassen und Einziehen

Eine Beurteilung kann mit den Philosophiegrundsätzen der SIL und PL erfolgen, da die rotierenden Teile von einem Motor angetrieben werden, für die eine Sicherheitsfunktion entworfen werden kann. Zuerst wird eine Klasse und die dazugehörige SIL ermittelt.

Erfasste und eingezogene Haare, könnten ausgerissen werden. Eine zugezogene Kopfhautwunde, durch ausgerissene Haaren würde je nach Ausmaß von einem Mediziner oder mit Erste-Hilfe-Maßnahmen behandelt werden müssen. Ein Erfassen und Einziehen von Kleidungsstücken kann aufgrund des geringen Drehmomentes und der motorinternen Stoppfunktion bei zu hohem Moment keine lebensbedrohlichen Gefährdungen, wie Strangulation hervorrufen. Striemen und Hämatome könnten an der Haut entstehen, doch dies wäre reversibel. Die Schwere der Verletzung quantifiziert sich so auf $S = 2$.

Die Dauer der Gefährdungsexposition muss in Relation zum Versuchsaufwand ermittelt werden. Um eine Probe zu prüfen werden 1 bis 2 Tage benötigt. Da eine Berührung im laufenden Betrieb in keinem Arbeitsschritt vorgesehen ist, kann die Dauer einer gefährlichen Situation, die zu einem Erfassen oder Einziehen führt, auf unter 10 Minuten geschätzt werden. Der zugehörige Parameter wird mit $F = 3$ bewertet.

Das Einziehen von Haaren ist auch dann möglich, wenn sich eine Person mit langen Haaren im unmittelbaren Maschinenumfeld befindet. Die Wahrscheinlichkeit, mit der eine mechanische Gefährdung eintritt ist mit „möglich“ klassifiziert worden und quantifiziert sich zu $W = 3$. Durch die offene Bauweise, der für den Betrieb notwendig ist, ist es unmöglich konstruktiv die Gefährdung zu unterbinden und es kann $P = 5$ gewählt werden.

Die charakteristische SIL ergibt sich durch Vergleichen des Klassenwertes und der Schwere der Verletzung in Tab. 4.1. Der Klassenwert ist $K = W + F + P = 11$. Nach Tab. 4.1 wird SIL 1 für diese Gefährdung vorgeschrieben. Damit ist der Ausfallsgrenzwertbereich die für diese Gefährdung eingesetzte sicherheitsbezogene Sicherheitsfunktion (SRCF) zwischen 10^{-6} und 10^{-5} gefahrbringende Ausfälle pro Stunde reglementiert [11]. Obwohl noch nicht die Kategorie der SCRF-Architektur bekannt ist, werden, über die maximale Ausfallrate, schon einige SRECS-Komponenten, wie einzeln verwendete Relais oder Leitungsschutzschalter, ausgeschlossen.

Für detailliertere Aussagen muss über ähnliche Bewertungsgrundlagen, wie die Ermittlung der charakteristischen Klasse, das zu erbringende Performance-Level der SRCF festgelegt werden. Ein genormtes Bewertungsinstrument ist der Risikograph von Abb. 4.1. Es ergibt sich ein PL der Gruppe b, wenn man dem Pfad S1-F1-P2 in Abb. 4.1 folgt. Erst jetzt ist es möglich das Sicherheitssystem zu entwerfen. Es ist ausreichend, für ein b-Level ein Einkanalssystem ohne Redundanz zu verwenden [15]. Zwischen dem Interface und dem Motor wird ein Not-Aus-Taster zu Verfügung gestellt, der im Fall eines Eintretens der Gefährdung sofort betätigt werden kann. Über diesen Taster wird ein Schaltgerät geschaltet, welches zuerst den Motor innerhalb

einer Sekunde abbremst und dann sofort alle Leistungsleitungen zum Motor stromlos setzt. Damit wird der Motor frei beweglich und die Gefährdung ist unterbunden. Das zugehörige Blockdiagramm um die SRECS identifizieren zu können, ist in Abb. 4.2 dargestellt.

Die Gesamtausfallwahrscheinlichkeit ($MTTF_d$) des Systems muss hoch (ein gefahrbringender Ausfall zwischen 30 und 100 Jahre) sein, bei einer vorgegebenen Schalthäufigkeit B_{10} , bei der mind. 10% der SRECS gefährlich ausfallen.

Dafür wird die Architektur B1 vorgeschrieben [15]. Der $MTTF_d$ -Wert des B1-Systems ist als hoch eingestuft und besitzt keine Diagnoseabdeckung. Eine Ermittlung aufgrund von Ausfällen gemeinsamer Ursache, die der CCF-Faktor abdeckt ist auch nicht erforderlich. Die Kategorie B1 zeichnet sich durch eine einfache serielle Schaltung einzelner Logikblöcke aus. Diese unterteilen sich in Sensor, wie Not-Aus, Logikverarbeitung (Schaltgerät) und Ausgang (Motortreiber). In Kooperation des Elektrotechnik Unternehmens *mPretterhofer Elektrotechnik e. U.* und mit freundlicher Hilfestellung von *Pilz Sicherheitstechnik GmbH* konnten sicherheitsrelevante Bauteile ausgewählt werden, die in Kap. 5 näher beschrieben werden und der Kategorie B1 entsprechen.

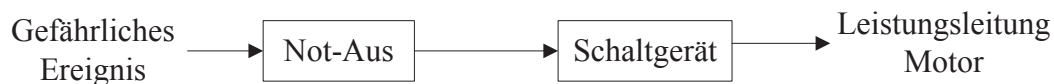


Abb. 4.2: Blockdiagramm für die Identifizierung der SRECS

Durch Benutzerinformationen in der Betriebsanleitung und der Sicherheitsfunktion Kategorie B1 wird das Risiko Erfassen und Einziehen gemäß der Philosophie von [12] hinreichend verringert.

Reibungswunden

Diese Art der Verletzung ist mit erster Hilfe reversibel gut behandelbar. So ist die Schwere mit $S = 1$ zu bewerten. Der Expositionsfaktor kann in Anlehnung der obigen Gefährdung mit $F = 3$ bewertet werden. Da man im Gegensatz zum Einziehen und Erfassen von Haaren und Kleidungsstücken direkt und bewusst in Kontakt mit den rotierenden Teilen stehen muss und im Fehl- wie auch im regulären Betrieb keine Berührung mit der gesamten Maschine benötigt wird, ist die Wahrscheinlichkeit eines Auftretens vernachlässigbar klein und für den Koeffizienten der Wahrscheinlichkeit wird $W = 1$ gewählt.

Für Reibungswunden erhält man die Klasse $K = W + F + P = 9$, für die keine SIL vorgesehen ist. Eine weitere Betrachtung des Sicherheitssystem und dessen Performance-Level ist nicht mehr erforderlich. Trotzdem kann die selbe Sicherheitsfunktion wie beim Erfassen benützt werden, sprich das Betätigen des Not-Aus Tasters bei Gefahr.

Mit der entsprechenden Benutzerinformation in der Betriebsanleitung und der, eigentlich für dieses Risiko nicht erforderlichen, Kategorie B1 Sicherheitsfunktion ist das Risiko auch hinreichend vermindert worden.

4.3.2 Beurteilung und Reduzierung der elektrischen Gefährdung

Alle elektrischen, elektronischen und programmierbaren Steuerungskomponenten, deren Anschlüsse frei zugänglich sind, sind in einem massiven, versperrbaren Schaltschrank aus Stahl untergebracht. Der Schlüssel ist einer unterwiesenen Person zu übergeben und wird bei dieser aufbewahrt. Die Person muss Kenntnisse von elektrischen Anlagen besitzen und nach der aktuellen Niederspannungsrichtlinie in allen möglichen Gefahren von Niederspannungsleitungen und in Erster Hilfe unterwiesen sein.

Für den Benutzer der Maschine muss eine Berührung beschädigter, frei zugänglicher Elektrikbauteile wie Motor ohne gesundheitliche Schäden möglich sein. Dazu wird ein netzspannungsunabhängiger Fehlerstromschutzschalter mit einem Nennfehlerstrom von max 30 mA, nach ÖVE E8001-1/A1:2002 verwendet, da die maximale Leistung der gesamten Anlage 16 A nicht übersteigt.

Der Schaltschrank selbst wird geerdet ausgeführt, sodass bei einer Berührung maximal nur reversible Schäden entstehen, die mit Erster Hilfe behoben werden können. Als Information des Schaltschranks und dessen elektrischen Inhaltes wird zusätzlich eine Sicherheitsplakette „Achtung Spannung“ gut sichtbar aufgeklebt.

4.3.3 Beurteilung und Reduzierung der thermischen Gefährdung

Bei einer Berührung des erhitzten Motors können gesundheitlich leichte und reversible Schäden auftreten. Eine Definition einer Sicherheitsfunktion ist hier nicht zweckmäßig, da bei einem Motorstopp eine Abkühlung zu langsam erfolgen würde. So kann zwar ein Berührschutz, wie ein Schutzkasten um den Motor die Gefahr unterbinden, doch ein Betrieb ist nicht mehr möglich, da sich der Motor ohne Belüftung stark erhitzen und Schaden erleiden wird. Eine aufwendige Belüftung ist wegen Platzmangels nicht realisierbar.

Für eine hinreichende Verminderung des Risikos wird eine Warnplakette „Hitze“ gut sichtbar aufgeklebt und entsprechend in der Bedienungsanleitung darauf hingewiesen. Eine Brandgefahr durch leicht entflammbare Stoffe, die mit der heißen Oberfläche des Motorgehäuses in Kontakt kommen, wird mit der selben Benutzerinformationen reduziert. Zusätzlich ist ein Betrieb der Mini-UB nur dort zulässig, wo in kürzester Zeit Löschmittel zugänglich sind.

4.3.4 Beurteilung und Reduzierung unspezifischer Gefährdungen

Jegliche Gefährdungen, die nicht erwähnt worden sind, werden bei Berücksichtigung der Betriebsanleitung stark minimiert. Da es sich um einen Prototypen handelt, können noch keine Erfahrungswerte zur Risikobeurteilung herangezogen werden.

Eine Entwicklung der Anwendersoftware, welche einen sicheren Betrieb gewährleistet, ist zwar auch Gegenstand von [12] wird aber aus Gründen der Übersicht erst in Kap. 6 erwähnt. Wenn die Mini-UB in Betrieb ist, muss immer eine geschulte Person anwesend sein um Gefährdungen der benachbarten oder von nicht geschulten Personen auszuschließen. Die spezielle Definition des Betriebes der Mini-UB unter sicherheitstechnischen Gesichtspunkten ist dann zutreffend, wenn der Hauptschalter auf 1 steht und eine Spannungsversorgung angeschlossen ist.

5 Elektrisches System

Durch die in Kap. 2.2 vorgestellten Komponenten wurde das elektrische System bereits indirekt bestimmt. Kraftmessdose mit zugehörigen Verstärker, Schrittmotor und Treiber wurden von den Herstellern kalibriert und einbaufertig mitgeliefert.

Es ergibt sich die Fragestellung einer Vernetzung primärer und sekundärer Komponenten und deren zentralisierte Steuerung. Die Steuerung muss in der Lage sein eingehende Signale zu empfangen, nach benutzerspezifischen Vorgaben zu modifizieren und Signale wieder auszusenden. Ein modularer Aufbau ist genauso wichtig wie die Echtzeitanwendung. So bietet sich eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) genannt, an. Der Hersteller *B&R Industrie-Elektronik GmbH* ist als Bestbieter ausgewählt worden. Als Grundversion der SPS wird das Modell X20 mit dem *CP1484*-Prozessor verwendet. Über eine Ethernet- oder USB-Verbindung kann ein PC mit der SPS kommunizieren. Die SPS wird mit einer 24 V Gleichspannung versorgt. Weitere Module, aufbauend auf der Basisversion, wie sie zum Signalempfang und -sendung benötigt werden, können erst ausgewählt werden, wenn das elektrische System der Mini-UB besser bekannt ist.

Die komplexeste Komponente der Mini-UB ist der Motortreiber. Der Motor wird mit 240 V Wechselspannung und 24 V Gleichspannung versorgt. Die 24 V Zusatzversorgung dient der Aufrechterhaltung des Datentransfers auch wenn die Leistungsleitung z. B. durch den Not-Aus Taster gekappt wurde. Die Datenleitung zur SPS besitzt einen 36 poliger Stecker (CN5-Stecker). Die Übertragung erfolgt mittels digitalen 24 V Signalen. Die ersten 20 Pole sind für Outputs reserviert, die für die SPS Signaleingänge darstellen. Es werden aber nicht alle Ausgaben, die der Treiber anbietet, benötigt. Zum Beispiel ist im Motor schon ein Inkrementalgeber inkludiert. Wie bereits in Kap. 2.2 erwähnt wurde, wird dieser aufgrund der geringen Wahrscheinlichkeit eines Schrittverlustes nicht benötigt. Zur strengeren Definition werden Ein- und Ausgaben in Bezug auf die SPS angegeben. Wie der Motortreiber angeschlossen werden muss, ist vom Hersteller vorgegeben. Die Leistungsleitung wird über ein Schaltungsgerät und Entstörfilter zum Treiber geleitet. Die Anschlüsse an den Motortreiber sind in Abb. 5.1 schematisch dargestellt. Mit dem Stecker CN5 werden die Daten in die SPS-Module eingespeist. Eine alleinige Verwendung eines Leistungsschutzschalters ist aufgrund der Maschinensicherheit nicht zulässig. Wie in Kap. 4 erwähnt, ist die Verwendung eines Not-Aus-Tasters und ein über dies geschaltetes Not-Aus-Sicherheitsschaltgerät notwendig. Im Fall einer Not-Situation muss bei Betätigung des Not-Aus-Tasters die SPS unmittelbar ein Signal erhalten, das den Motor schnellstmöglichst stoppt. Unabhängig davon wird nach einer kurzen Verzögerungszeit die Leistungsleitung zum Motor mit allen Befehlssignalen aus der SPS gekappt. Der verwendete Motor benötigt für das Aufrechterhalten des Haltemomentes ein digitales Signal der SPS. Durch Unterbindung des Si-

gnals zusätzlich zur Abschaltung der Leistungsleitung erhält man eine doppelte Sicherheit. Der Motor ist frei beweglich und es wird auch gewährleistet, dass er sich nicht weiterdreht.

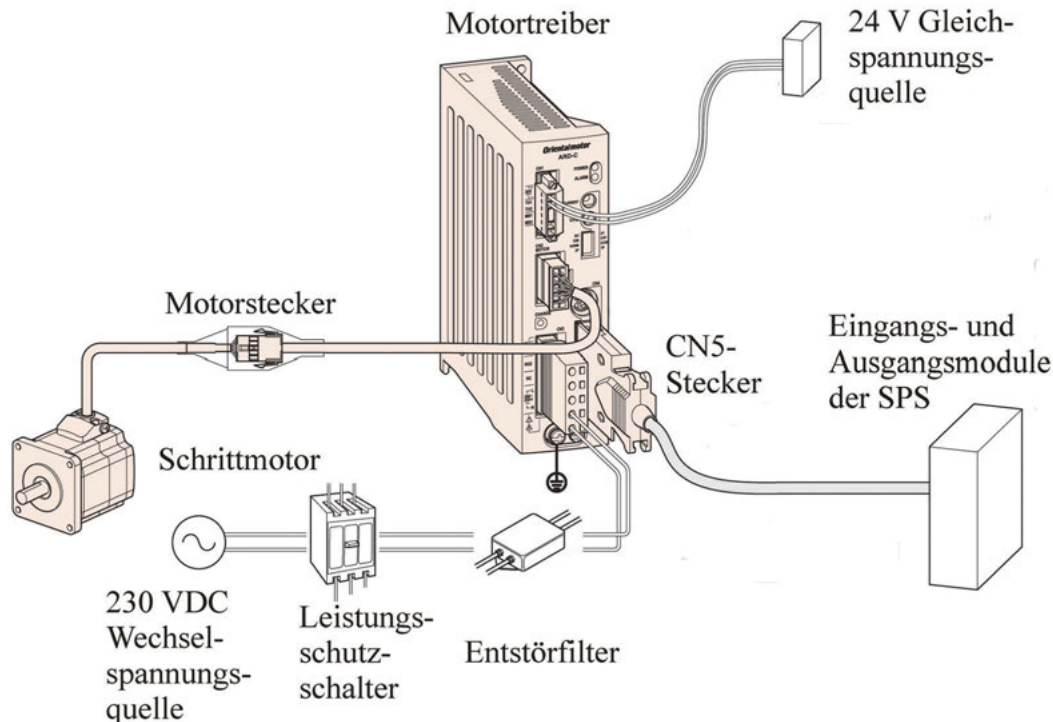


Abb. 5.1: Umgebung des Motortreibers; die einzelnen Anschlussstecker des Motortreibers werden dargestellt, farblich hervorgehobene Module sind im Lieferumfang des Anbieters enthalten

Um für den normalen Betrieb den Motor zu bewegen, verlangt der Treiber nach einer einkanaligen Bepulsung mit 24 V oder 5 V Signalen. Schickt man an den Motor ein 1 bit Signal, dreht sich der Motor um eine Position weiter. Im Fall des getriebeunteretzten Schrittmotor bedeutet das eine Verschiebung der Winkellage um $0,072^\circ$. Die Drehgeschwindigkeit ist proportional zur Speisefrequenz. Bei einer Auflösung von 1 000 Einzelschritten pro Umdrehung ergibt sich dann bei einer 1:5 Untersetzung eine maximale Pulsfrequenz von 50 kHz. In dieser hohen Frequenz kann kein digitales Ausgangsmodul der SPS Signale senden. Die Bepulsung erfolgt mit einem speziellen digitalen Signalprozessormodul. Es lassen sich mit ihm Signalfrequenzen von bis zu 250 kHz erzeugen. Zusätzlich können digitale Rampenfunktion erstellt werden, die sanfte Beschleunigungs- und Verzögerungsoperationen erlauben. Der größte Nachteil des Moduls ist, dass die Zähltiefe auf 32 bit beschränkt ist. Die Zählung umfasst positive und negative Flanken gleichermaßen. Der Motor selbst dreht sich jedoch nur bei einer positiven Flanke weiter und dreht sich bei Abarbeitung 10 kbits genau eine ganze Umdrehung weiter. Die maximale Anzahl beschränkt sich auf 429 496 Umdrehungen. Wenn eine Probe bis zum Buch ca. 40 000 Umdrehungen benötigt, so können ca. 10 Proben geprüft werden. Danach muss der Speicher der SPS durch einen Neustart gelöscht werden.

Die Kraftmessdose kann unabhängig von der SPS betrieben werden. Durch den auf die Kraftmessdose abgestimmten einkanaligen Messverstärker, ist die Berücksichtigung einer Brückenschaltung nicht mehr erforderlich. Für den Einsatzbereich der Kraftmessdose von ± 1 kN wird schon ein entsprechend linearisiert analoges Signal von ± 10 V geliefert. Die SPS empfängt das Signal über ein analoges Eingangsmodul. Da es sich bei der Kraftmessdose um einen passiven Sensor handelt, wird sie vom Messverstärker versorgt. Der Messverstärker selbst wird extern von einer 24 V Gleichspannungsquelle versorgt.

Die SPS muss für eine umfassende Kommunikation mit den Komponenten mit folgenden Modulen noch aufgerüstet werden:

- 2 × 12 kanaliges digitales Eingangsmodul
- 1 × 12 kanaliges digitales Ausgangsmodul
- 1 × 4 kanaliges analoges Eingangsmodul
- 1 × 1 kanaliges digitales Signalprozessormodul

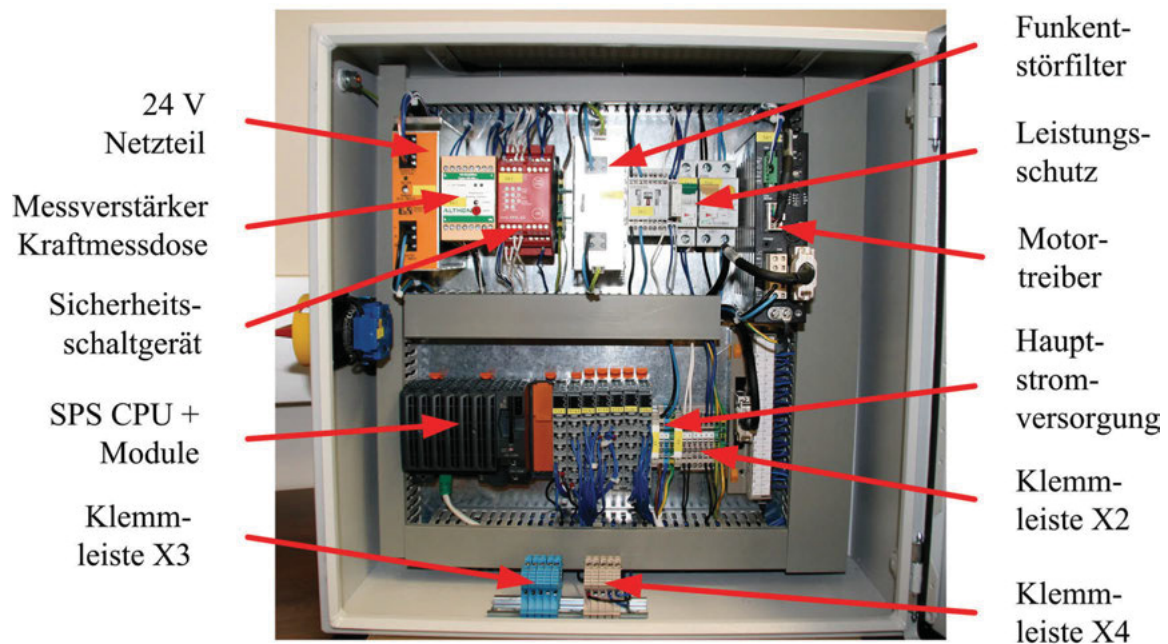


Abb. 5.2: Einblick in den Schaltschrank

Daraus lässt sich nun das elektrische System der Mini-UB entwerfen, das zur Kategorie B1 Sicherheitsarchitektur kompatibel ist¹. Bei einer Betätigung des Not-Aus werden, alle vom Sicherheitsschaltgerät ausgehenden Leitungen gekappt und nur noch das SPS Basismodul und die Inputmodule mit Strom versorgt.

¹Eine skizzenhafte Übersicht bietet Abb. A.1 mit der rot hervorgehobenen Sicherheitsfunktion von [12]. Es sind Leistungsleitungen und Datenleitungen eingetragen, die sich entweder in dick durchgezogene oder dünn punktierte Linien unterscheiden lassen.

Die strichlierten Umgrenzungslinien markieren den Schaltschrank und die Software-Umgebung.



Nach einer detaillierten Ausarbeitung des Schaltplanes, wurde der Schaltschrank von *mPreterhofer Elektrotechnik e. U.* zusammengebaut. Die Anordnung der elektrischen und elektronischen Komponenten wurde so gewählt, dass zum Einen möglichst viel Platz gespart wird ohne Einbußen der Übersichtlichkeit. Zum Anderen wird zu den Komponenten mit thermischer Abstrahlung ein vom Hersteller vorgeschriebener Abstand zu anderen Teilen eingehalten. Einen Einblick in den geöffneten Schaltschrank wird in Abb. 5.2 gezeigt.

6 Entwicklung der Anwendersoftware

Nach der Planung des elektrischen Systems und der Verdrahtung des Schaltschranks, kann die Programmierung der SPS und des Software-Interfaces durchgeführt werden. Die Mini-UB ist von der Software-Struktur eine „Finite State Machine“, die über Inputsignale von einem Zustand in einen Anderen geschaltet wird. In jedem Zustand können verschiedene Ausgänge (Outputs) gesetzt werden. Dabei muss zwischen User und System In- und Outputs unterschieden werden. User Inputs sind Signale, die über eine Mensch-Maschine Schnittstelle, wie z. B. ein Software-Interface eingegeben werden. Das können Start und Stop Befehle sein. Die Rückmeldung der Maschine vernimmt der Benutzer als User Outputs. Dies wären z. B. Statusmeldungen, an denen man erkennen kann, in welchem Zustand sich die Maschine befindet. Intern kann die Maschine auch über System In- und Outputs kommunizieren. Es handelt sich z. B. um Sensoren oder sonstige Variablen, auf die der Benutzer keinen oder nur indirekten Einfluss hat. Die zur Verfügung stehenden Variablen für den Motor sind vom Motortreiber und dem Signalprozessormodul der SPS schon vordefiniert worden. Zusätzlich kommt noch das Signal der Kraftmessdose und individuell kreierte Variablen hinzu, die der Benutzerfreundlichkeit dienen.

Eine Zusammenfassung aller verwendeten Inputs sind im Anhang in Tab. B.1 und Outputs in Tab. B.2 zusammengefasst. Beim Entwurf der Software-Struktur muss beachtet werden, dass Sicherheitsaspekte und Benutzerfreundlichkeit nicht vernachlässigt werden. Die Software wird über ein Interface bedient, welches in *LabView*[®] entworfen wurde. Das Programm *LabView*[®] bezieht die einzelnen in der SPS implementierten Variablen zur Manipulation über die interne Softwareschnittstelle OPC-Server. OPC steht für „OLE (Object linking and embedding - ein von Microsoft[™] entwickeltes Protokoll) for Processing“ und sorgt für einen kompatiblen Datenaustausch von Automatisierungskomponenten der verschiedensten Hersteller.

Aus der Sicht des Programmierers unterteilt sich die Mini-UB samt mechanischer, elektrischer und elektronischer Komponenten in mehrere Ebenen (siehe Abb. 6.1). Die mechanische Ebene mitsamt dem Elektromotor und der Kraftmessdose zählt zur Ausführungsebene. Hier führt die Mini-UB die Befehle aus, wie Motorbewegung oder Kraftmessung. Über die Steuerungsebene, die alle Komponenten im Schaltschrank, mit Ausnahme der SPS-Rechnereinheit, beeinhaltet, findet die Verwaltung in der Rechereinheit statt. Die SPS wird über die Konfigurationsebene mit dem B&R-Programm *Automation Studio*[®] programmiert. Nachdem das Programm auf der SPS erfolgreich kompiliert wurde, können im regelrechten Betrieb Befehle über die Benutzerebene gesetzt werden.

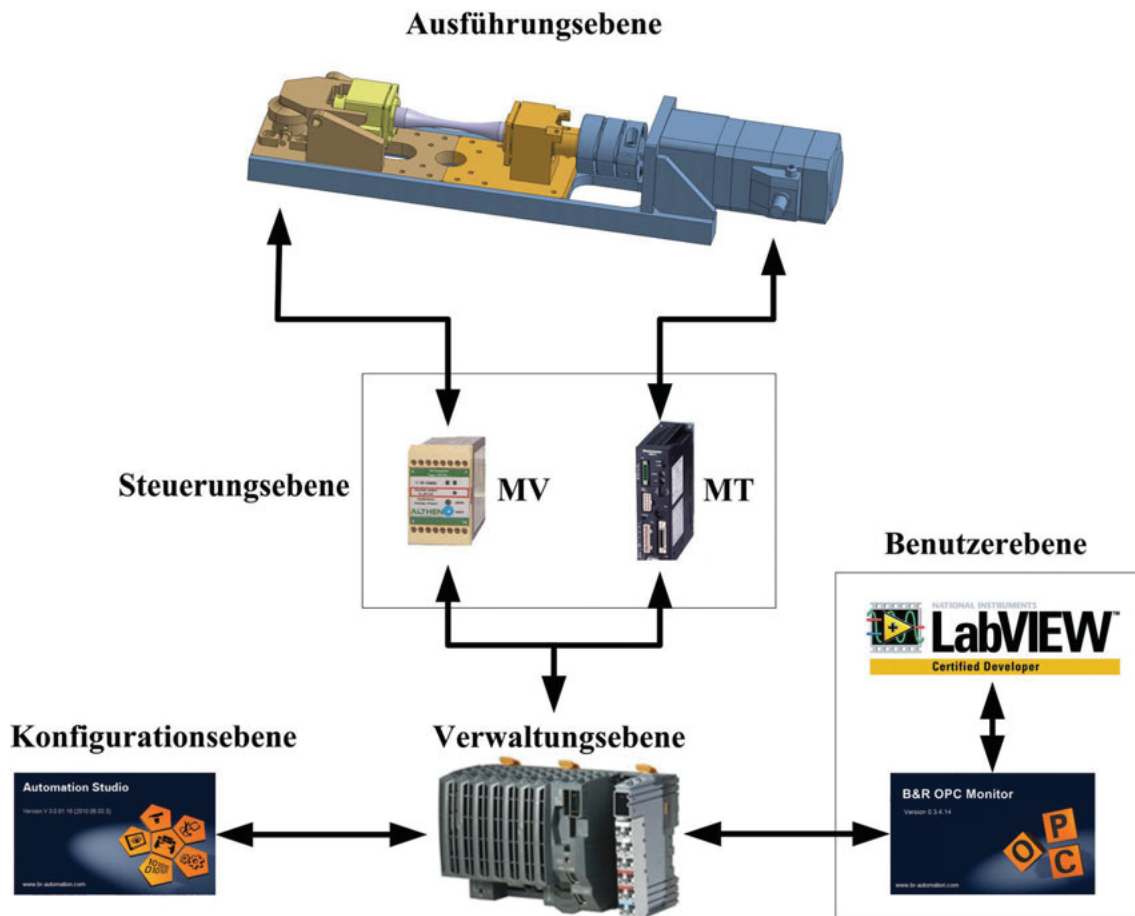


Abb. 6.1: Globale Ebenen der Mini-UB; MV Messverstärker, MT Motortreiber

6.1 Programmierung in der Konfigurationsebene

In diesem Kapitel wird auf die Programmierung nach den Finite State Regeln näher eingegangen. Für einen benutzerfreundlichen Betrieb und Berücksichtigung der Sicherheitsaspekte kann der Betrieb der Mini-UB auf 7 Zustände reduziert werden. Die einzelnen Zustände sind in einer kurzen Beschreibung zusammengefasst.

- **Bereit**

Es liegen keine Fehler und Warnmeldungen vor. Die Mini-UB steht still und ist bereit Befehle zu empfangen. Am Motor liegt ein Haltemoment an.

- **Reset**

Ist ein neue Probe eingespannt, können im Reset die Positionsdaten auf Null gesetzt werden. Während einer Versuchsserie führt ein Reset zum Verlust der Daten.

- **Einlaufen**

Bei einer neuen Probe nach dem Reset, empfiehlt es sich die Kraft während einer langsamen Motordrehbewegung kontinuierlich aufzubringen. Das gibt der Probe Zeit, Verkantungen zu lösen und eine optimale Lage zu erreichen.

- **Prüfmodus**

Die Probe wird mit voreingestellten 9,5 Schwingspiele pro Sekunde solange belastet, bis die angegebene Lastwechselzahl erreicht ist.

- **Positioniermodus**

Für eine Rissbeobachtung kann der Motor in diesem Modus bei Eingabe eines beliebigen Winkels diesen auf $0,072^\circ$ genau anfahren.

- **Warnung**

Eine Warnung wird ausgegeben. Ein Betrieb kann zwar stattfinden, ist aber nicht mehr empfehlenswert. Eine Warnung kann z.B. bei einem leichten Motorproblem auftreten.

- **Störung**

Eine Störung liegt vor. Sie kann beispielsweise durch Betätigung des Not-Aus-Tasters, einer großen Kraftüberschreitung oder einem schweren Motorproblem ausgelöst werden. Bei Vorliegen einer Störung wird der Motor unverzüglich abgebremst und die Spannungsversorgung zum Motor unterbunden. Die Motorwelle wird manuell verdrehbar. Die Positionsdaten werden jedoch nicht mehr aktualisiert.

Die einzelnen Zustände ändern sich mit den Übergangsbedingungen. Die Übergangsbedingungen sind im Softwareflussdiagramm in Abb. 6.2 grafisch als logische Gleichung eingetragen. Eine logische Gleichung kann nur das Ergebnis 0 oder 1 besitzen. Erst wenn die Gleichung 1 ergibt, wird in einen anderen Zustand geschaltet. Wichtig bei einer Finite State Machine muss darauf geachtet werden, dass für jeden Zustand die Möglichkeit besteht in diesen zu gelangen und auch wieder zu verlassen. Die Zustände Störung und Warnung sind die einzigen Zustände, die von jedem anderen Zustand erreicht werden können und auch Priorität vor den Anderen besitzen. Bei einem Probenbruch wechselt die Mini-UB in den Bereitschaftsmodus. Als Abbruchbedingung wird der Kraftabfall an der Kalotte herangezogen, welcher auftritt wenn die Probe in zwei Teile zerbrochen ist.

Die formale Zustandstabelle befindet sich in Tab. B.4 im Anhang. Die Zuordnung der einzelnen Variablen zu den In- und Outputs kann im Anhang von Tab. B.3 entnommen werden. Die formale Übergangstabelle ist im Anhang in Tab. B.5 angeführt und diente als Grundlage der Implementierung in der Entwicklungsumgebung von *Automation Studio*® für die SPS.

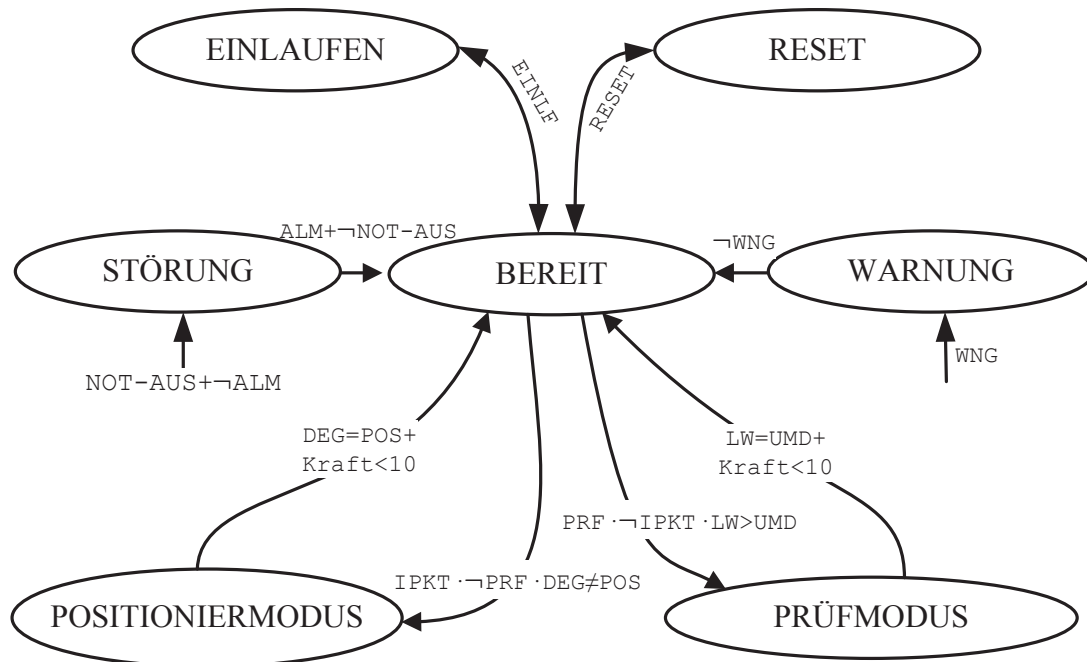


Abb. 6.2: Finite State Machine Konzept der Mini-U; die Übergangsbedingungen sind in einer logischen Gleichung wiedergegeben;
 Zeichnerklärung: \neg Negation, \cdot logisches UND, $+$ logisches ODER, $= < >$ logische Vergleichsoperatoren

6.2 User Interface

Die Benutzeroberfläche ist so gestaltet, dass eine einfache Bedienung möglich ist. Das Interface ist in mehrere funktionelle Felder unterteilt, die für einzelne Betriebszustände entsprechend schon gruppiert worden sind, dargestellt in Abb. 6.3. Die Bedienung soll nun anhand eines fiktiven Probenversuchs erklärt werden.

- **Probeneinbau**

Die Schwingprobe wird die in die Mini-UB wie in Kap. 2.2.5 erläutert eingebaut. Zu diesem Zweck muss für den Probeneinbau der Button *Haltemoment=0* im Feld „Proben-Wechsel“ gedrückt sein. Nur so kann der Motor manuell frei bewegt werden. Ist der mechanische Einbau beendet, kann das Haltemoment wieder aufgebracht werden. Durch einen 1 Sekunden lang dauerenden Druck auf den *Reset* Button werden die Positionsdaten auf Null zurückgesetzt. Diese Information kann durch einen Blick auf die Anzeige der Position und Lastwechselspiel überprüft werden.

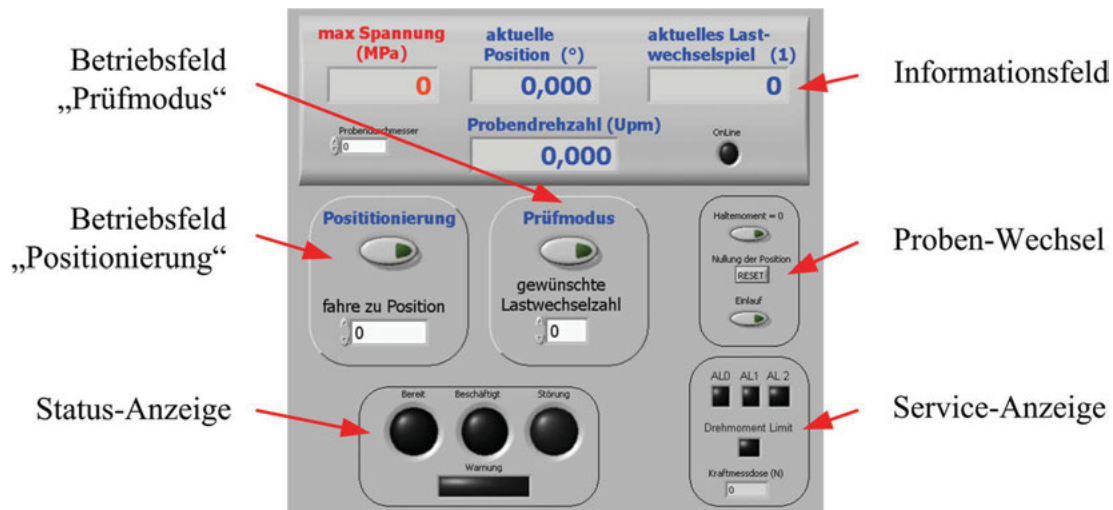



Abb. 6.3: Erklärung des User Interfaces

- **Kraftaufbringung**

Die Mini-UB befindet sich im Bereitschaftsmodus. Als Bediener erkennt man dies an den grünen Anzeigelichtern *OnLine* im Informationsfeld und *Bereit* im Statusfeld. In das Informationsfeld muss der Prüfdurchmesser der Probe in Millimeter eingetragen werden. Ein Dezimaltrennzeichen wird durch die  Taste eingetragen. Die Kraftaufbringung erfolgt durch ein Drehen der Kalottenhülse gegen den Uhrzeigersinn. Erfahrungen haben gezeigt, dass es während der Kraftaufbringung von Vorteil ist, wenn sich der Motor langsam dreht. Um dies zu Erreichen, drückt man im Feld „Proben-Wechsel“ den Button *Einlaufen*. Nachdem die Kraft langsam aufgebracht wurde, kann der Kraftverlauf verfolgt werden. Sollte sich dieser um mehr als 10 MPa um die angestrebte Prüfkraft ändern, können Feineinstellung getätigt werden. Wenn die Spannung sich stabilisiert, kann das Einlaufen beendet werden. Während der gesamten Versuchserie darf die Kraft 150 N nicht überschreiten. Die Kalottenkraft wird über die Kraftanzeige im Service-Feld kontrolliert.

- **Prüfmodus**

Ausgangspunkt für den Prüfmodus ist eine stillstehende betriebsbereite Mini-UB. Das User Interface zeigt sich dem Benützer wie in Abb. 6.4 a) dargestellt ist. Man gibt die Lastzyklenzahl im entsprechenden Betriebsfeld des Prüfmodus ein und drückt den Button *Prüfmodus*. Wie bei der Positionierung handelt es sich um einen Schalter. Es gibt keinen eigenen Stopp-Knopf, sondern der Befehl Prüfmodus wird durch nochmaliges Drücken des Schalters aufgehoben. Wenn angenommen wird, dass bei aufgebrachtener Kraft die Probe mit 3 000 Schwingspiele beansprucht werden soll, muss 3 000 ins Eingabefeld eingegeben werden. Es sind immer Absolutwerte einzugeben. Wenn der Motor schon 10 000 Lastzyklen abgefahren hat, muss für weitere 3 000 Zyklen 13 000 eingegeben werden. Der Motor haltet automatisch während der letzten Umdrehung an der Position zwischen 357° und 359° an. So kann die Positionierung im gewünschten Lastspiel erfolgen. Während des Prüfmodus erscheint ein gelbes Licht in der Statusanzeige *Beschäftigt*. Dieses

erlicht automatisch, auch wenn der Prüfschalter noch gedrückt ist, sobald die Zyklen beendet sind. Bevor die Probe positioniert werden kann, muss der Prüfschalter ausgeschaltet sein.

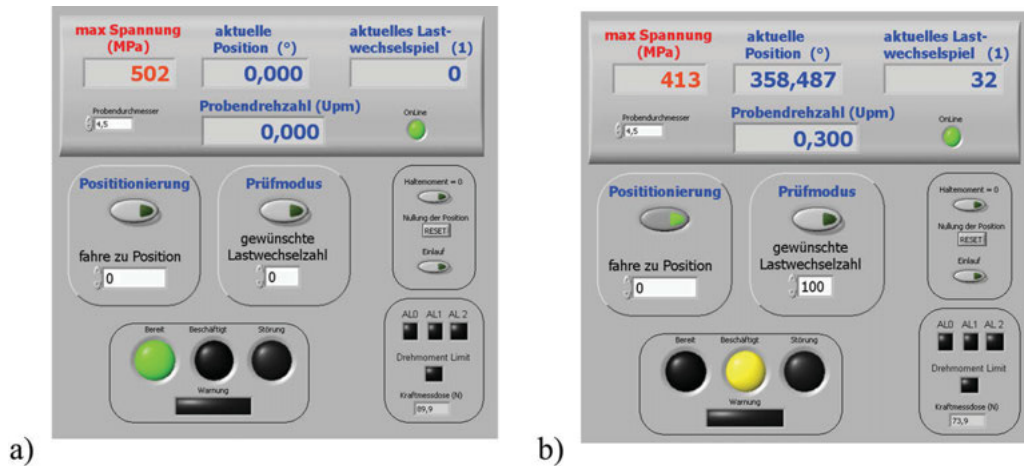


Abb. 6.4: User Interface in den verschiedenen Zuständen; a) Bereitschaft der Mini-UB mit applizierter Kraft, b) Positioniermodus während dem Anfahren eines bestimmten Winkels

- **Positionierung**

Die für den Positioniermodus charakteristischen Anzeigen des User-Interfaces sind in Abb. 6.4 b) dargestellt. In diesem Modus erfolgt das erstmalige Aufsuchen von Rissen und dessen Wiederfindung. Dazu gibt man den gewünschten Positionswinkel im Betriebsfeld *Positioniermodus* ein und drückt den Button unterhalb. Der Motor dreht sich nur im Rechtsbetrieb. Bei einem eingegebenen Winkel, der kleiner als der Aktuelle ist, dreht sich der Motor nochmals durch die 0°-Position. Für die Rissverfolgung wechseln sich die Prüf- und Positionierschritte bis zum Versuchende ab.

- **Warnung**

Wird eine Warnung ausgegeben, so hat dies meist nur einen Motorfehler als Ursache. Leuchtet zur Warnleuchte im Stausfeld noch zusätzlich das Drehmoment-Limit im Servicefeld auf, so liegt abtriebsseitig am Motor ein Lastmoment an, welches höher als 1,3 Nm ist. Ein weiterer Grund einer Warnung könnten angezogene Schrauben in der stehenden Lagerung sein, die noch vom Umbau der REM-Halterung, wie in Abb. 2.17 dargestellt, herrühren. Weitere mögliche Ursachen sind aus dem Betriebshandbuch des Motors zu entnehmen.

- **Störung**

Eine Störung ist durch ein rotes Licht im Statusfeld zu erkennen. Der Motor ist gestoppt und lässt sich frei bewegen. Hervorgerufen wird die Störung durch eine Betätigung des Not-Aus-Tasters. Ein schwerer Motorfehler, eine Kraftmessung über 170 N oder ein Versagen des Not-Aus-Tasters können mögliche Auslöser sein. Ist ein Motorfehler die

Ursache, so leuchten in der Service-Anzeige zusätzlich noch die Lämpchen *AL* . . . im „Service-Feld“ auf, die zur unterstützenden Fehlerdiagnose dienen. Für nähere Informationen der Bedeutung sei auf das Betriebshandbuch des Motors verwiesen [31]. Eine häufige Ursache einer Störung kann, abgesehen von einer Betätigung des Not-Aus-Tasters, ein während des Umbaus zur REM-Halterung unbeabsichtigtes Lösen des Motorsteckers sein.

Um die Anwendungssoftware entsprechend nach [12] sicher auszuführen, muss noch sichergestellt sein, dass nach einem Stromausfall kein selbstständiges Anfahren möglich ist. Man umgeht das Problem damit, dass der PC, an dem das User Interface bedient wird, aus der gleichen Stromversorgung gespeist wird, wie der Schaltschrank. Bei einem Neustart des PC und Neuladen des Interfaces sind alle Schaltbefehle aufgehoben. Auf diese Art ist kein Anlaufen ohne bewusstes Einschalten möglich. Eine Bedienung der Mini-UB durch nicht unterwiesene Personen wird über eine Zugangsbeschränkung des PC ausgeschlossen. Das Interface läuft auf einem eigenen PC und die Mini-UB kann durch ausgewählte Vergabe von Passwörtern vor unbefugter Inbetriebnahme zuverlässig geschützt werden.

7 Die Miniatur-Umalufbiegemaschine im Einsatz

Aus der Entwicklung und Fertigung der Mini-UB als Prototypen entsteht die Forderung, diese durch Testläufe für den Betrieb und Handhabung zu validieren. Es können in diesen anfänglichen Versuchen erste Erfahrungen im Umgang mit der Maschine gesammelt werden, die eine Grundlage für Empfehlungen und Benutzerinformationen darstellt. Für den ersten Versuch wird an dem Gusseisenwerkstoff ADI das Verhalten mikrostruktureller Risse untersucht.

7.1 Werkstoffliche und bruchmechanische Grundlagen

Der zu prüfende Werkstoff ist ADI welches eine gebräuchliche Abkürzung für *Austempered Ductile Iron* steht und ist im Wesentlichen ein hochfestes Gusseisen mit Kugelgraphit mit einer speziellen Wärmebehandlung.

7.1.1 Der Gusseisenwerkstoff ADI

ADI ist ein nach DIN [10] und ASTM [2] genormtes Gusseisen mit Kugelgraphit, welches sich besonders durch hohe Festigkeit und gute Zähigkeitseigenschaften auszeichnet.

Gusseisen lässt sich nach der Erstarrung in metastabile und stabile Gefüge einteilen. Gusseisenprodukte der metastabilen Erstarrung, zu denen Stahlguss und weisses Gusseisen zählen, ist Kohlenstoff als Zementit (Fe_3C) gebunden. Demgegenüber ist die stabile Erstarrung gestellt, die den Kohlenstoff elementar ausbildet. Metastabile Systeme sind in der Verarbeitung schwieriger handzuhaben. Ein Beispiel ist die zähflüssige Schmelze des Stahlgusses, die zu Problemen der Formfüllung führt. Die stabile Gusseisenerstarrung erzeugt, je nach Herstellparameter drei unterschiedliche Sorten:

- Gusseisen mit Lamellengraphit
- Gusseisen mit Vermiculargraphit (Graphit würmchenförmig ausgebildet)
- Gusseisen mit Kugelgraphit

Diese drei Gussarten zählen zum grauen Gusseisen, der einen Kohlenstoffgehalt von 2,5% bis 5% besitzt. Das Gusseisen mit Lamellengraphit ist durch einfache Herstellung, günstiger Preis, hohe Prozesstoleranzen und gute Formfüllungseigenschaften charakterisiert. Zu den weiteren

Vorteile zählen hohe Schwingungsdämpfung, wie auch geringe Kerbempfindlichkeit. Den aufgezählten Vorteilen werden aufgrund, der lamellenartigen Kohlenstoffstarrung, die mikrostrukturelle Kerbwirkungen erzeugen, sehr schlechte Werkstoffkennwerte, wie Zugfestigkeit und vor allem geringe Bruchdehnung gegenübergestellt.

Eine Änderung der Morphologie des Kohlenstoffes, kann die induzierte Kerbwirkung verringern. So ergeben sich für Gusseisen mit Kugelgraphit, kurz Sphäroguss, höhere Festigkeits- und Dehnkennwerte. Die nach DIN EN 1563 genormten Sphärogussarten werden in Festigkeitsklassen ab 350 MPa bis 700 MPa definiert. Für ein Gusseisen mit Lamellengraphit sind nach DIN EN 1561 nur Festigkeitsklassen bis 350 MPa angeführt. Die Herstellung von Sphäroguss erfolgt in folgende metallurgischen Schritten:

- Entschwefeln
- Magnesiumbehandlung
- Impfen

Der Magnesiumbehandlung wird während der Herstellung besondere Bedeutung beigemessen, denn von ihr hängt es ab, ob sich Graphit in sphärischer Form überhaupt bilden kann. Dem geht die Entschwefelung voraus. Die Keimbildung beginnt an den, während des Impfens zugegebenen, Kristallisationskeimen [6]. In Abb. 7.1 wird die unterschiedliche Ausbildungsform des Graphits im Lamellenguss und Sphäroguss gegenübergestellt.

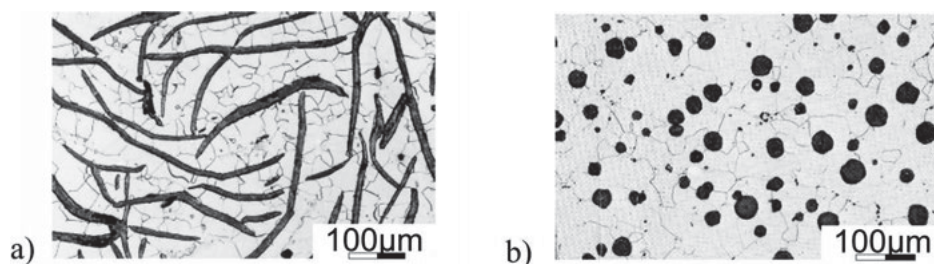


Abb. 7.1: In einem metallographischen Schliff dargestellter a) Grauguss mit Lamellengraphit und b) Gusseisen mit Kugelgraphit; beide Gusseisen besitzen hier eine ferritische Matrix [6]

Nicht nur die Form des erstarrten Kohlenstoffes ist relevant für die Materialeigenschaften, auch die Gefügeeigenschaften der Matrix beeinflusst Werkstoffkennwerte, wie etwa die Dehngrenze [3]. Bedingt durch einen speziellen Temperprozess, der eine Umwandlung der Gefügematrix bewirkt, kann die Festigkeit des Sphärogusses auf über 1 400 MPa gesteigert werden. Der veränderte Werkstoff wird *Austempered Ductile Iron*, kurz ADI, genannt und ist in DIN EN 1564:1997 und ASTM A897/A897M-03 genormt.

Ausgehend von einem erstarrten Sphäroguss, wird das Matrixgefüge zu einem Ausferritgefüge umgewandelt. Metallographisch zeigt sich im Ausferrit eine kohlenstoffstabilisierte Austenitmatrix, in der Ferritnadeln eingebettet sind, wie in Abb. 7.2 dargestellt [3] ist.

Die dafür benötigte Wärmebehandlung lässt sich in vier Einzelschritte unterteilen:

- Austenitisierung
- Abschrecken
- Isotherme Umwandlung
- Luftabkühlung auf Raumtemperatur

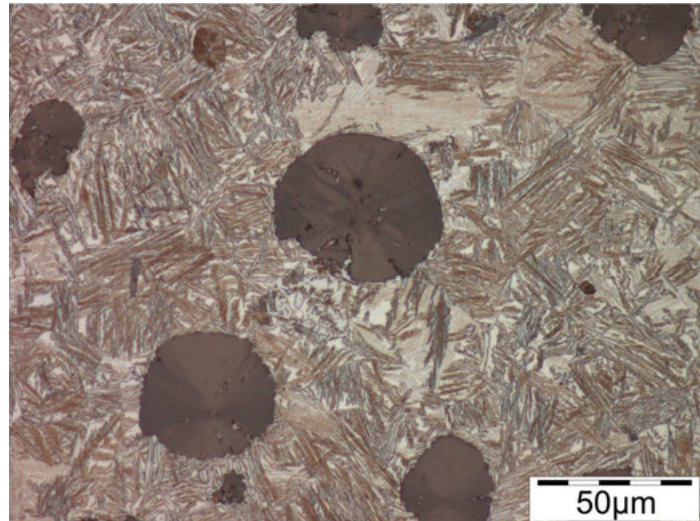


Abb. 7.2: Metallographischer Schliff eines ADI; ca. 40µm messende Graphitkugeln, die in einer Ausferrit-Matrix eingebettet sind

Das dazu gehörige schematische Temperatur-Zeit-Diagramm ist in Abb. 7.3 dargestellt. In der Austenitisierung-Phase wird das gesamte internoduläre Gefüge zu Austenit umgewandelt. Die eingebetteten Graphitkugeln behalten dabei Form und Position bei. Nach einer vollständigen Umwandlung der Matrix wird das Bauteil in einer Salzschieme abgescreckt. Die Salzschieme-

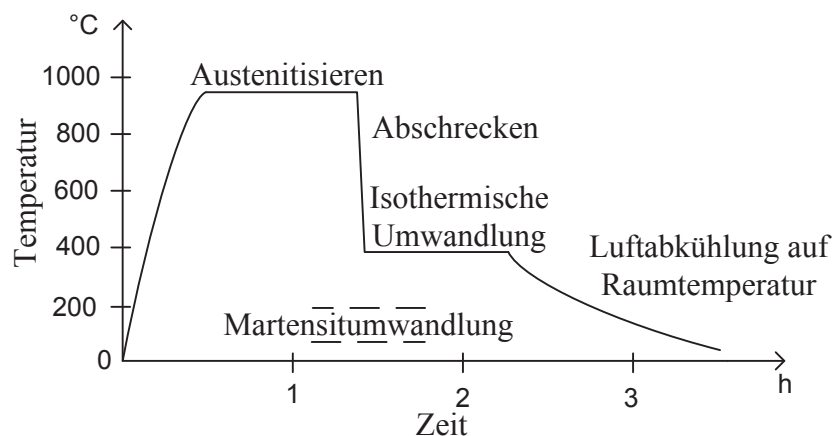


Abb. 7.3: Wärmebehandlung von ADI, mit Berücksichtigung der kritischen Zeit für die Martensitumwandlung [23].

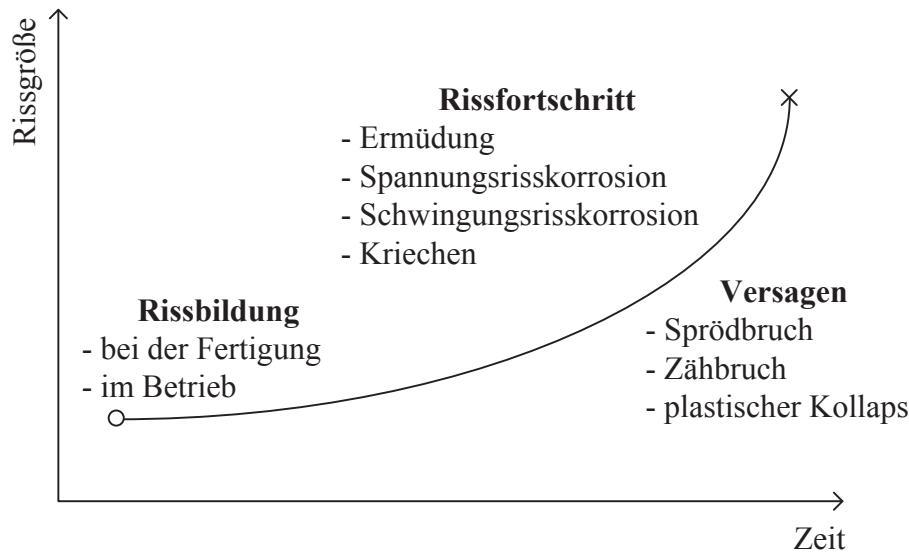


Abb. 7.4: Lebenszyklus eines fehlerbehafteten Bauteils mit Kennzeichnung der drei Lebensdauerphasen [20].

ze mit einer Temperatur von 250...450°C verhindert das inhomogene Abkühlen des Bauteils und so eine Martensitbildung in der Matrix.

Dem Abschrecken folgt eine isotherme Umwandlung, die die Eigenschaften des ADI stark prägen. Eine isotherme Umwandlung bei höherer Temperatur verringert die Zugfestigkeit bei gleichzeitiger Erhöhung der Bruchdehnung. Niedere Umwandlungstemperaturen bilden dagegen höhere Zugfestigkeiten und niedere Bruchdehnungen aus. Die isotherme Umwandlung muss vor einer Ausbildung eines bainitischen Gefüges aber nach einer vollständigen Umwandlung zum Ausferrit, beendet werden. Das Prozessfenster ist dementsprechend nicht nur temperatur-, sondern auch zeitabhängig.

Der für die Testläufe der Mini-UB verwendete ADI besitzt eine Zugfestigkeit von 1000 MPa und eine minimal geforderte Bruchdehnung von 5%. Nach DIN EN 1564:1997 trägt dieser die Bezeichnung *EN GJS 1000-5* und wird im Folgenden kurz als ADI 1000 bezeichnet.

7.1.2 Allgemeines mikrostrukturelles Risswachstum

Auf kontinuumsmechanischen Annahmen basierende Konzepte zur Lebensdauerberechnung, wie z.B. die FKM-Berechnungsrichtlinie für Stahlerzeugnisse [21] eines Bauteils, versagen oft, wenn im Gefüge schon ein Riss vorhanden ist. Ein Riss wird im Sinne der FKM-Richtlinie [20] als eine begrenzte Werkstofftrennung mit vorwiegend zweidimensionaler Ausdehnung definiert. Risse können in der Fertigung oder während des Betriebes auftreten.

Über die gesamte Lebensdauer wachsen unzählige mikrostrukturelle Risse, von denen nur Einer oder sehr wenige für das Versagen ausschlaggebend wird. Die Bauteillebensdauer wird in Anriss, Rissfortschritt und Versagen, wie in Abb. 7.4 dargestellt, eingeteilt. Der ingenieurmä-

ßige Ansatz dieses Konzeptes stellt die Forderung einer Bewertung der Restlebensdauer, wenn ein Riss entdeckt worden ist. Je nach statischer oder zyklischer Betrachtungsweise ergeben sich zugehörige Bewertungskennwerte. Durch die Prüfungsmethodik der Mini-UB, sind zyklische Kennwerte heranzuziehen.

Zyklische bruchmechanische Kennwerte beschreiben den stabilen Rissfortschritt und den Grenzzustand zu einem wachstumsfähigen Riss. Daraus entwickelt sich der Begriff des Schwellwertes, dem eine bestimmte Risslänge zugeordnet ist, ab dem Rissfortschritt bei gegebener Belastung auftritt. Die Wahl eines geeigneten bruchmechanischen Berechnungskonzeptes, ist von drei Einflussgrößen abhängig:

- Werkstoff
- Risslänge
- Belastungssituation

Die um die Rissfront gebildete plastisch verformte Zone, bildet in Abhängigkeit der drei Einflussgrößen eine charakteristische Größe im Verhältnis zur Risslänge aus. Bei einer kleinen plastische Zone ist eine Vernachlässigung jener zulässig [20]. Das vereinfachte Berechnungsmodell berücksichtigt rein elastisches Verhalten. Dieser Teilbereich der Bruchmechanik wird als linear elastische Bruchmechanik, kurz LEBM, bezeichnet. Weitere Konzepte beruhen auf elasto-plastische Ansätze. Die Größenabschätzung der plastischen Zone r_{pl} nach Glg. (7.1) von [29] kann im Anwendungsfall helfen, ein geeignetes Konzept auszuwählen.

$$r_{pl} = \frac{K_I}{2\pi\sigma_y^2} (1 - 2\nu)^2 \quad (7.1)$$

K_I ist der angelegte Spannungsintensitätsfaktor, σ_y die Fließspannung und ν die Querkontraktionszahl.

Die Risslänge fließt in der zyklischen LEBM in den Spannungsintensitätsfaktor $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ ein, der in Abhängigkeit mit der äußeren Belastung die lokale Spannungserhöhung in Rissnähe bewertet. Über die Risstiefe a und Nennspannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ kann ΔK nach Glg. (7.2) bestimmt werden. Die Schwingbreite ist dabei gleich der doppelten Spannungsamplitude σ_a .

$$\Delta K = Y\Delta\sigma\sqrt{\pi a} \quad (7.2)$$

In logarithmischer Darstellung des Risswachstums pro Lastzyklus da/dN über den Spannungsintensitätsfaktor ΔK zeigt das zyklische Rissfortschrittsdiagramm in Abb. 7.5 drei Phasen. In der ersten Phase, die auch als Bereich I bezeichnet wird, wächst der Riss, ausgehend vom Anriss, überproportional stark an, bis in der mittleren Phase eine Stabilisierung eintritt. Das stabile Risswachstum im Bereich II, stellt sich als einfachen linearen Zusammenhang im doppellogarithmisch zyklischen Rissfortschrittsdiagramm dar. Auf Basis der empirischen Rissfortschrittsgleichung Glg. (7.3) nach Paris/Erdogan ist es in den geforderten Randbedingungen möglich, bis zur Bedingung des instabilen Risswachstums, der mit einem Bauteilversagen gleichzusetzen ist, eine Restlebensdauer zu ermitteln.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m \quad (7.3)$$

In der letzten Phase, verlässt der Riss den stabilen Zustand und wächst überproportional bis zum Bruch. Hier verliert Glg. (7.3) an Gültigkeit.

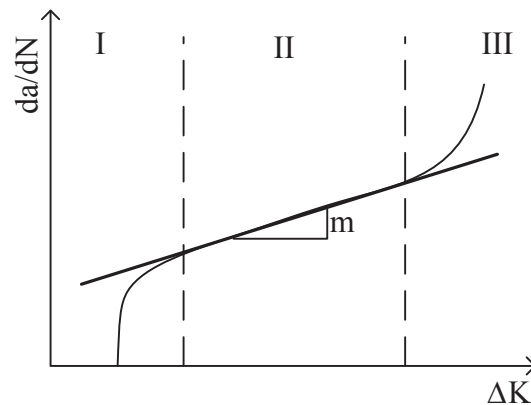


Abb. 7.5: Makrorissfortschritt bei zyklischer Beanspruchung in logarithmischen Achsen; I: Beginn des Risswachstums, II: Bereich des stabilen Risswachstums mit Darstellung der Paris/Erdogan-Gerade, III: instabile Rissausbreitung mit Bruch. [20]

All die bisher geführten Überlegungen gelten für einen Riss, der sich, ausgehend von einem Initialriss, bereits im makroskopischen Risswachstum befindet. Dieser Initialriss wird meist als technischer Anriss bezeichnet, da dieser mit technischen Detektoren in zerstörungsfreien Prüfungen bereits erkennbar ist und bewegt sich in Größenordnungen von 1 - 2 mm Länge. Die im Makrorisswachstum geltenden Modelle basieren auf einem kontinuierlichen Werkstoff mit einem lokalen Riss. Die Mikrostruktur des Werkstoffgefüges bleibt weitgehend unberücksichtigt. Der Riss wird in makroskopischen Konzepten nur in seiner mittleren bis letzten Entwicklungsphase betrachtet. Diese Konzepte liefern keine Informationen über die Entwicklung eines Risses in einem inhomogenen Gefüge. Durch bessere Prüfmethoden können immer kleinere Anrisse entdeckt werden, die Ausdehnungen unterhalb der Gefügekörner besitzen. Dementsprechend werden jene Risse mikrostrukturelle Risse genannt.

Im zyklischen Rissfortschrittsdiagramm zeigt sich die grundlegende Verhaltensänderung eines mikrostrukturellen Risses, der weit unterhalb des Schwellwertes auftritt, zu dem eines technisch langen Risses. Während der lange Riss einen Großteil seiner Lebensdauer im stabilen Risswachstum einen linearen Zusammenhang zeigt, ist das Verhalten von kurzen Rissen deutlich komplexer.

In einem Bauteil treten bei kleinen ΔK -Werten vielzählige mikrostrukturelle Risse auf, die vor dem Schwellwert ΔK_{th} abstoppen oder in den stabilen makroskopischen Rissfortschritt einmünden können. Das Verhalten eines Risses am Schwellwert wird von der lokalen Beanspruchungssituation und dem Werkstoffgefüge bestimmt. In Abb. 7.6 wird das Verhalten eines mikrostrukturellen Risses mit einem makroskopischen Rissfortschritt gegenübergestellt. Die kritische Risslänge, bei der Werkstoffversagen eintritt, wird mit a_{cr} bezeichnet und der zugehörige K-Wert ist ΔK_{cr} .

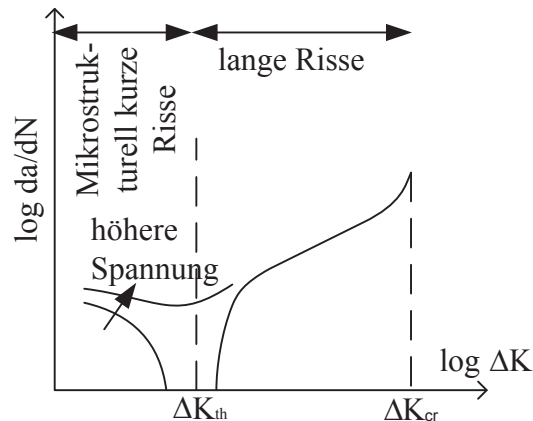


Abb. 7.6: Allgemeine Darstellung der zyklischen Rissfortschrittsrate für mikrostrukturelle und makroskopische Risse

In diesem Versuchsprogramm wird eine Schwingprobe aus ADI 1000 mit Umlaufbiegung beansprucht und das Verhalten von induzierten mikrostrukturellen Risse betrachtet.

7.2 Experimentellen Durchführung

Die Schwingproben wurden in Anlehnung zu den Empfehlungen der DIN und ASTM aus ADI 1000 Y-Gussblöcken gewonnen. Dazu dient der keilförmige Oberteil als Speisung während der Erstarrung und soll starker Lunkerbildung vorbeugen. Die genauen Abmessungen, des Gussblockes der für die Risswachstumsuntersuchungen verwendeten Schwingproben, sind aus Abb. 7.7 a) zu entnehmen. Die Positionen der Schwingproben sind in Abb. 7.7 b) als rote und blaue Zylinder schematisch dargestellt. Daraus wurden Proben mit 140 mm Gesamtlänge und 4,5 mm Prüfquerschnitt gefertigt. Die Probengeometrie ist Abb. 3.5 zu entnehmen. Für den Versuch werden zwei Proben aus der oberen Position entnommen.

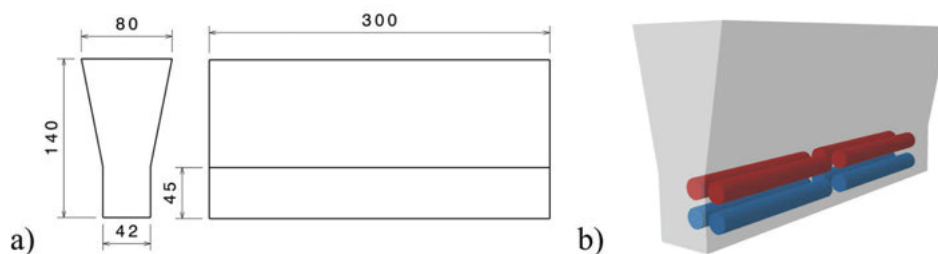


Abb. 7.7: In Anlehnung an DIN EN 1564:1997 verwendeter Gussblock für die Probenentnahme, a) wichtige Abmaße, b) Position der Schwingproben dargestellt als blaue und rote Zylinder

Durch die Beobachtung des Risses bei hoher Vergrößerung stellen sich besondere Anforderungen an die Rauigkeit der Schwingprobe. Die Fertigung der Probe erfolgte auf einer CNC-Drehbank. Die an der Drehbank nach dem Schlichtvorgang entstandene Schwingproben besitzen eine noch zu große Oberflächenrauigkeit. Ziel ist eine allgemeine Reduktion der Rauhtiefe und eine Entfernung von tiefen Umfangsriefen. Es muss deshalb die Probe mit Schleif- und Polierschritten nachbehandelt werden, um grobe Bearbeitungsspuren zu entfernen.

Bearbeitung	Körnung des Schleifmittels	Schleifrichtung	Dauer	Schmierstoff
Grobschleifen	P600	umlaufend	5 min	Et(OH) ₂
	P600	axial	5 min	Et(OH) ₂
Feinschleifen	P800	umlaufend	5 min	Et(OH) ₂
	P800	axial	5 min	Et(OH) ₂
	P1200	umlaufend	5 min	Et(OH) ₂
	P1200	axial	5 min	Et(OH) ₂
	P2400	kreisend	5 min	Et(OH) ₂
Endpolitur	9 µm	kreisend	5 min	Et(OH) ₂

Tab. 7.1: Präparationstabelle; Et(OH)₂: Ethylenglykol

Die manuell durchzuführende Präparation der Schwingprobe nach der Fertigung auf der Drehbank ist in der Präparationstabelle Tab. 7.1 zusammengefasst. Sind nach der Präparation tiefe Riefen ersichtlich, müssen gegebenenfalls die letzten Präparationsschritte wiederholt werden. Die Körner des Schleifpapiers müssen zuvor mit einigen Schleifzüge an einem Metallblock gebrochen werden, sonst treten eventuell vermehrt unerwünscht tiefen Riefen auf. Nach jedem Zwischenschritt wurde die Schwingprobe mit Leitungswasser abgewaschen, um keine Abrasionspartikel in den nächst feineren Schleifschritt zu übertragen. Nach dem Polierschritt werden letzte Verschmutzungen durch Benetzung mit Aceton und einer schnellen Abtrocknung mit einem Fön beseitigt. Zwei Schwingproben wurden für den Versuch nach Tab. 7.1 präpariert und auf Umlaufbiegung beansprucht. Eine Schwingprobe ist zusätzlich zur Darstellung des Matrixgefüges mit 5%iger HNO₃-Lösung angeätzt worden.

Für den Betrieb wird die Mini-UB auf den Kreuztisch des Mikroskops befestigt, wie in der Gesamtansicht von Abb. 7.8 a) und in der Detailansicht von Abb. 7.9 a) & b) dargestellt ist. Risse können in einem Beobachtungsfenster von 9 × 2 mm in jeder Winkellage beobachtet werden und die Erfassung der Risse erfolgt in einem (x, y, φ)-Koordinatensystem, wie in Abb. 7.9 c) dargestellt.

Die real auftretende Rissgeometrie wurde für weitere Berechnung, wie für die Erstellung eines Spannungsintensitätsfaktor benötigte Risstiefe nach Glg. (7.2), vereinfacht. Wie auch [34] erwähnt, wurde der Riss durch eine Kegelschnittgeometrie angenähert. Bedingt durch die Umlaufbiegung werden oberflächennahe Gebiete höher beansprucht und in diesen Bereichen auch

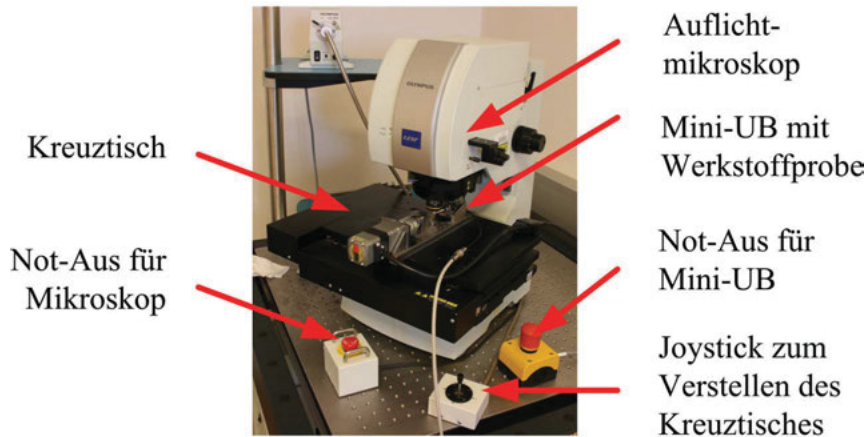
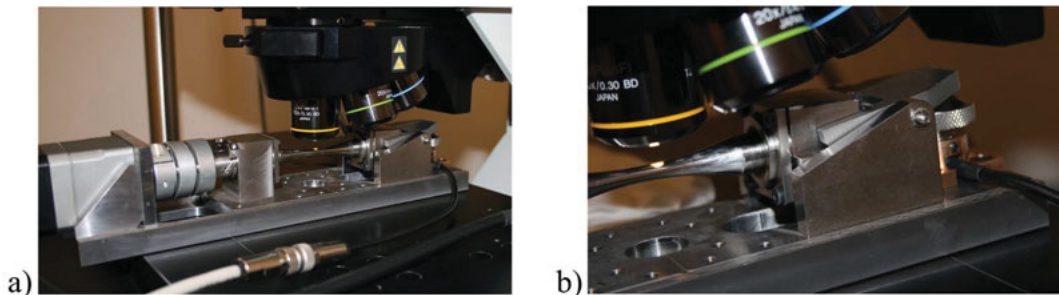
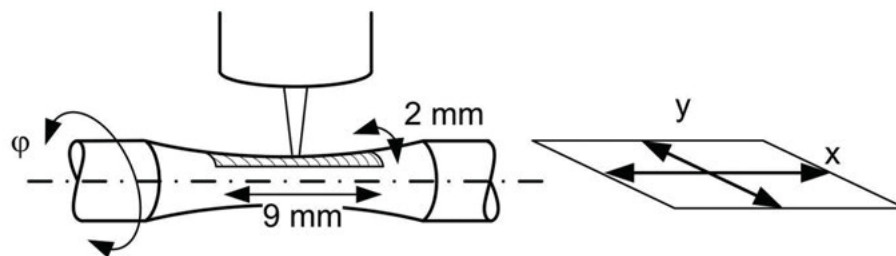


Abb. 7.8: Mini-UB und LEXT mit Beschreibung der einzelnen Komponenten



a)

b)



c)

Abb. 7.9: a) und b): Detailaufnahmen der Mini-UB im konfokalen Auflichtmikroskop; c) Beobachtungsbereich mit der höchsten Dichte an Oberflächenrisse als schraffierter Bereich; das Koordinatensystem zur Risskennzeichnung baut sich aus der Kombination vom Mikroskop (x - y) und der Mini-UB (φ) auf

mikrostrukturelle Risse initiiert. Der dort auftretende Riss wird auf die Querschnittsachse der Umlaufbiegeprobe projiziert und konstruiert eine nach innen verlaufende Halbellipse, mit den Ausdehnungen $2a \times c$, wie in Abb. 7.10 dargestellt. In welchem Verhältnis a/c steht, kann nicht sofort beantwortet werden. Vielmehr ist dies ein empirisch ermittelter Wert, charakteristisch für jede Legierung. Für diesen Versuch ist für eine erste Abschätzung das Verhältnis $a/c = 1,0$ angenommen worden. Der Geometriefaktor Y enthält nicht nur Korrekturterme für die jeweilige Rissgeometrie, sondern berücksichtigt auch in der Rissfront abweichende Spannungszustände zur Nennspannung.

Um ADI 1000 im Zeitfestigkeitsbereich zu beanspruchen, wurde der Prüfquerschnitt auf 550 MPa belastet [42]. Ein Probenbruch wird bei etwa 5×10^4 Lastzyklen erwartet. Die Risse wurden mit einem konfokalen Lasermikroskop Olympus LEXT OLS3000 verfolgt. Durch die Ausdehnungen der höchsten Beanspruchungen an Probenoberfläche wurden, wie in Abb. 7.9 c) dargestellt, ein Feld mit der Ausdehnung von ca. 2 mm \times 9 mm beobachtet. Insgesamt wurden 8 Winkelpositionen, in einem Winkelabstand von 45° abgesucht. Die Mini-UB stellt die genaue Winkelage ein und der Kreuztisch übernimmt die Positionierung in der horizontalen Ebene.

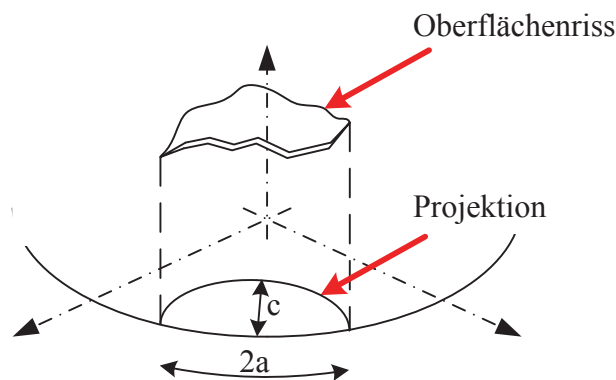


Abb. 7.10: Verwendete Rissgeometrie als projizierte Halbellipse mit der den charakteristischen Abmessungen $2a \times c$

Nach einer Beanspruchungsphase, die etwa 7% der erwarteten Bruchschwingspiele entspricht, werden mehrere Mikrorisse initiiert. Es erfolgt anschließend eine koordinative Erfassung von ca. 5 Risse in jeder Winkelage. In festgelegten Zyklusschritten wurden die erfassten Risse bis zum Bruch der Schwingprobe weiterverfolgt. Zusätzlich zur Protokollierung des Rissfortschrittes ist der Anrissort und -winkel notiert worden.

In Parallelversuchen wurde mit einer speziellen Prüfanordnung mit einer *Single Edge Bending*-Rissprobe, nach Abb. 7.11, der Schwellwert ΔK_{th} und das stabile Risswachstum charakterisiert.

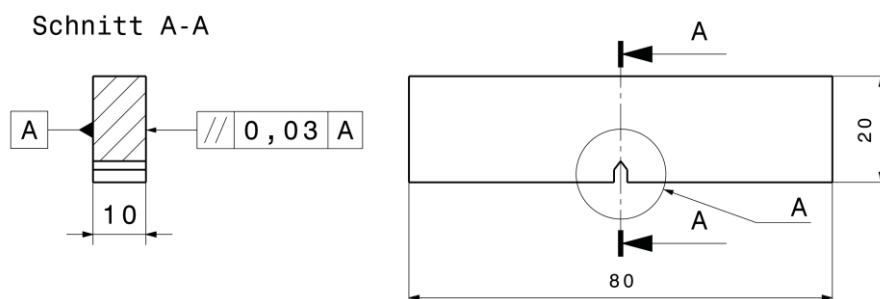


Abb. 7.11: Abmaße der *Single Edge Bending*-Rissprobe (SEB-Probe)

7.3 Versuchsergebnisse

Optische Rauheitsmessungen verschiedener Präparationsstadien am konfokalen Laser-Auflichtmikroskop ergaben eine wirksame Reduktion der mittleren Rauheitstiefe. Schon nach dem zweiten Schleifschritt konnten keine Riefen in Umlaufrichtung mehr nachgewiesen werden. In Abb. 7.12 werden die Oberflächen der letzten drei Bearbeitungsschritte dargestellt. Nach der Endpolitur wurde eine maximale Endrauheitstiefe in Umfangsrichtung von $R_z = 11 \mu\text{m}$ und in Längsrichtung von $R_z = 8 \mu\text{m}$ erreicht.

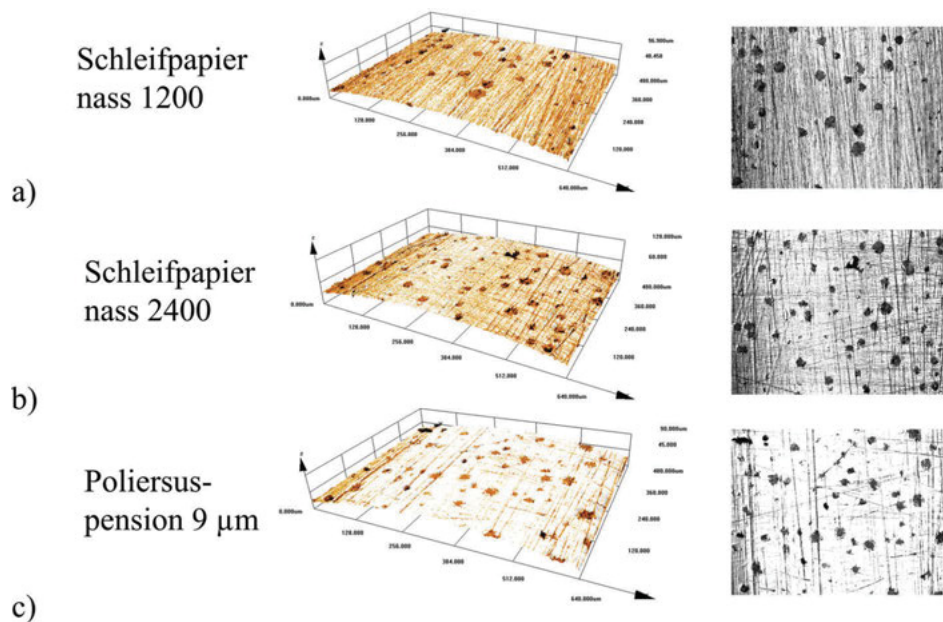


Abb. 7.12: Darstellung der Oberflächen zu unterschiedlichen Schleifbearbeitungen. Rauheitsmessungen mit dem konfokalen Laser-Auflichtmikroskop ergaben die maximalen Werte für $R_z =$ a) $19 \mu\text{m}$, b) $15 \mu\text{m}$ und c) $11 \mu\text{m}$

Nach 3 000 Lastzyklen der ersten Belastungsphase wurden erste Risse beobachtet. An der geätzten Oberfläche konnten nur schwer Risse entdeckt und deren weitere Verfolgung nicht gewährleistet werden. Das Abbild der geätzten Probe nach 3 000 Lastzyklen von Abb. 7.13 zeigt Anschnitte von Graphitkugeln, die je nach Anschnittebene auch kleiner als $\approx 30 \mu\text{m}$ ausfallen können. Im rechten unteren Quadranten ist ein Mikrolunker erkennbar. Im Matrixgefüge sind längliche ferritische Nadeln, in Austenit eingebettet, zu erkennen.

Der Schwerpunkt der Messung des Rissfortschrittes wurde deshalb auf die polierte Probe gelegt. Nach Applikation der ersten Belastungsphase wurden um die 20 Oberflächenrisse in jeder angefahrenen Winkellage gefunden. Ein Großteil aller gefundenen Anrisse wurde an den Rändern von Graphitkugeln beobachtet, deren Längenabmaße zwischen 10 - $30 \mu\text{m}$ lagen. Eine kleine Auswahl über die Mannigfaltigkeit der Initialrisse zeigt Abb. 7.14.

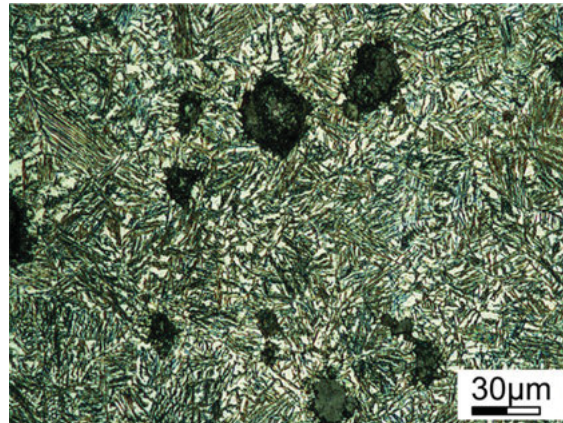


Abb. 7.13: Mikrostruktureller Aufbau von ADI 1000 am Beispiel einer Umlaufbiegeprobe nach 3 000 Lastzyklen; mit 5%iger HNO_3 -Lösung angeätzt.

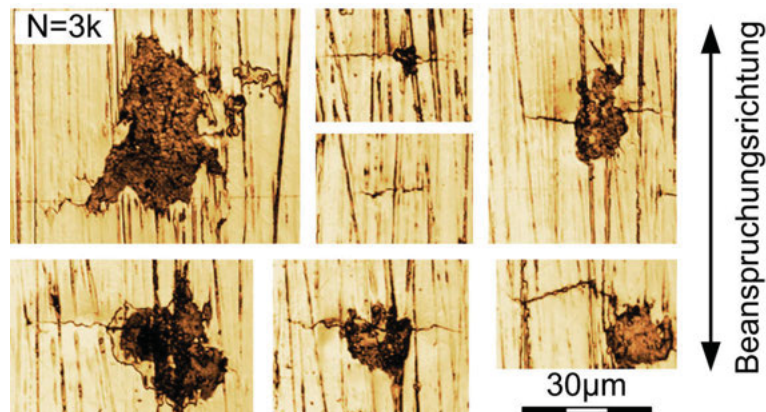


Abb. 7.14: Auswahl einiger Initialrisse der polierten Probe nach dem Einschwingen mit 3 000 Lastzyklen bei einem Spannungsverhältnis von $R = -1$

Der Anrisswinkel lag immer zwischen 90° und 45° in Bezug zur Probenachse. Der Rissfortschritt wurde in ansteigenden Inkrementen, zwischen 1 000 und 8 000 Schritte, bis zum Bruch bei ca. 45 000 Lastzyklen beobachtet. Insgesamt sind 40 Oberflächenrisse verfolgt worden.

In den ersten 7% der Bruchlastzyklen initiierten Risse vermehrt an den Graphitkugeln. Über die gesamte Lebensdauer verteilt, brachen dann auch Risse in der Matrix auf. Ein Beispiel zeigt Abb. 7.15. Der anfängliche Riss, ausgehend von einer Graphitkugel, wuchs später mit in der Matrix auftretenden Rissen zusammen.

An der geätzten Probe konnten Risse erst bei deutlicher Ausprägung und fortgeschrittenem Ermüdungsvorgang beobachtet werden. Exemplarisch werden drei Risse in Abb. 7.16 gezeigt, deren Anrisse an Graphitkugeln lokalisiert werden konnte.

Basierend auf dem durchgeführten Versuch mit ADI 1000, konnte das Verhalten eines Risses in bezug zur Graphitkugel in zwei Fälle unterschieden werden. Nähert sich ein Riss der Grenzfläche Graphit/Matrix wächst der Riss in Ausbreitungsrichtung entweder transnodulär oder an

der Grenzfläche weiter. In der geätzten Probe ist ein transnodulärer Riss in Abb. 7.16 b) & c) dargestellt. Bisherige Beobachtungen weisen darauf hin, dass eine Graphitkugel weder in der geätzten noch in der polierten Schwingprobe keinen Wachstumsstopp zur Folge hat, wenn sich eine Rissfront dieser nähert. Anders verhält es sich, wenn ein Anriss direkt an einer Graphitkugel liegt. Ist die Graphitkugel während der Initiierungsphase nicht gebrochen, dann breitet sich die Rissfront zunächst nur in Richtung der Matrix aus. Erst im fortgeschrittenem Ermüdungsvorgang wächst auch der Riss entweder an der Grenzlinie Kugel/Matrix oder direkt durch die Graphitkugel weiter.

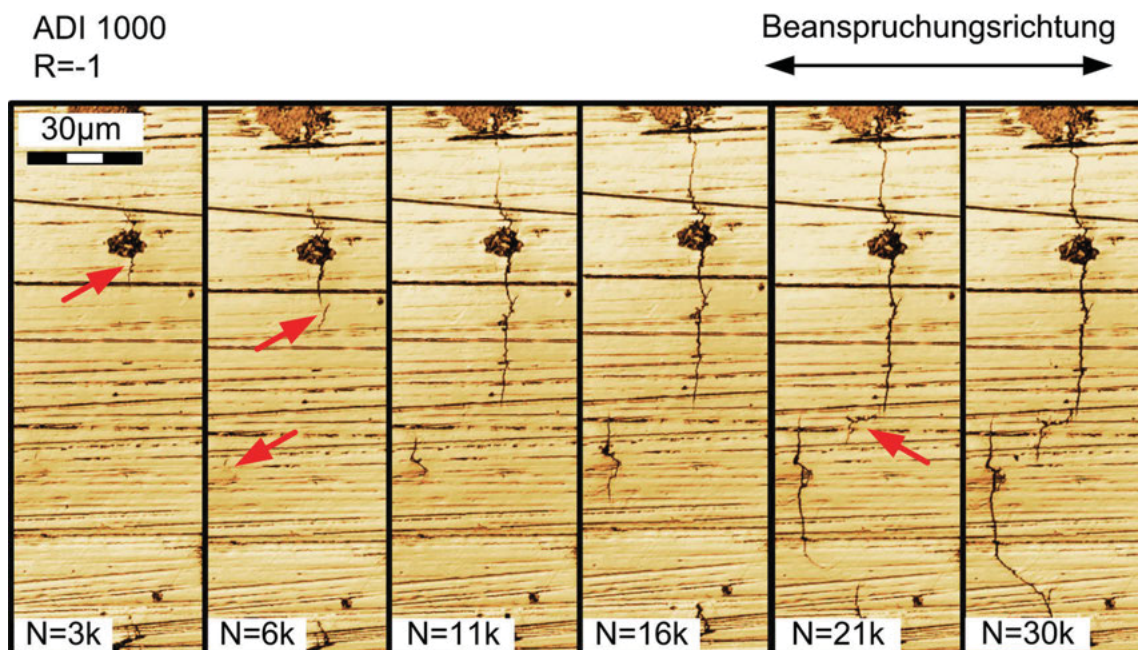


Abb. 7.15: Serienbild eines Risswachstums von ADI 1000 bei Umlaufbiegung zu unterschiedlichen Schwingspielen; nach 3 000 Lastzyklen entstand ein Riss an einer Graphitkugel senkrecht zur Belastungsrichtung, nach 6 000 und 21 000 Lastzyklen wurden Risse in der Matrix initiiert; die Pfeile weisen auf neue Risse hin

Bevor das Bruchereignis der Schwingprobe eintrat, zeigten sich über den gesamten Umfang im höchstbelasteten Bereich mehrere Anrisse, die nach dem Bruch auch die Bruchfläche charakterisieren. Bei 90% des Bruchschwingspiels $n = 40\,000$ Zyklen deuten über 1,5 mm messende Risse an verschiedenen Stellen den bevorstehenden Bruch an. Nach dem Eintreten des Bruches bei $n \approx 45\,000$ Lastzyklen zeigten sich in der Frontalansicht der Bruchfläche von Abb. 7.17, auch die verschiedenen Anrisse, die sich über die Beanspruchungsdauer in die inneren Regionen der Probe ausbreiteten. Es wurden nur einige, gut erkennbar Anrisse gekennzeichnet. Keine der insgesamt 40 verfolgten Risse überwand jedoch die kritische Risslänge und somit auch nicht das Kurzrissswachstum.

Im Parallelversuch der gekerbten SEB-Probe konnte eine Schwellenspannungsintensität von $\Delta K_{th} = 12 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ gefunden werden.

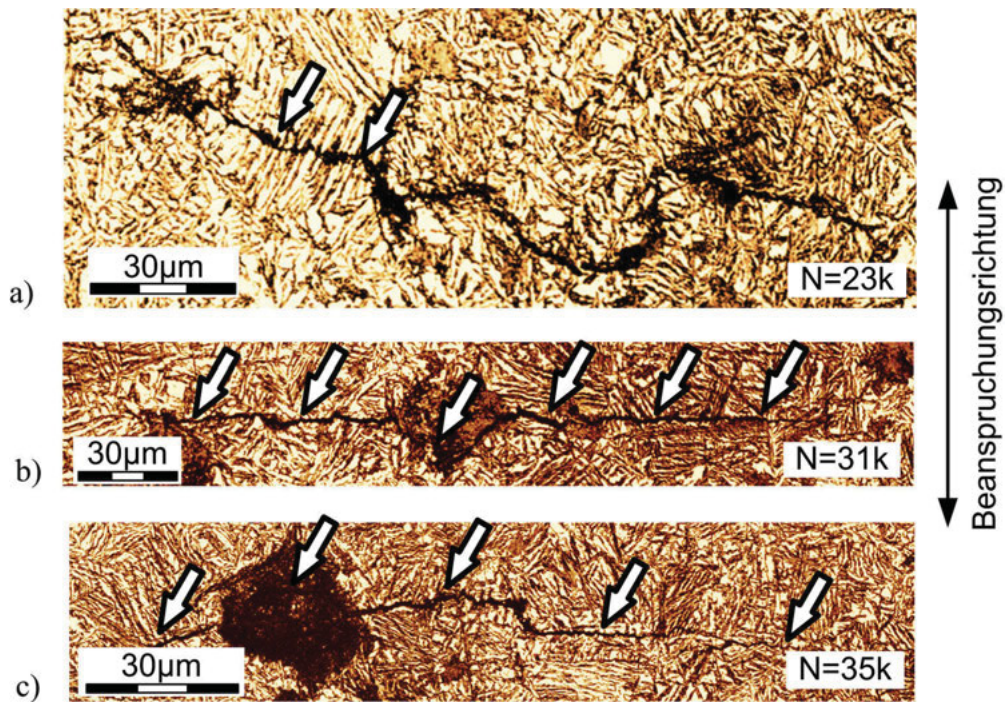


Abb. 7.16: Gefügebild des Mikrostrukturellen Risswachstums einer Umlaufbiegeprobe aus ADI 1000, mit 5%iger HNO_3 -Lösung angeätzt; Beanspruchung 550 MPa bei einem Spannungsverhältnis $R = -1$; die Pfeile zeichnen zur besseren Sichtbarkeit das obere Rissufer nach

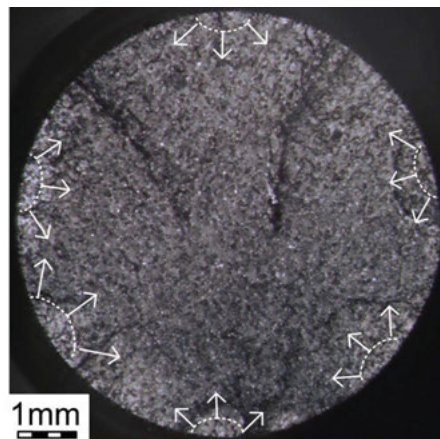


Abb. 7.17: Frontalansicht der Bruchfläche mit Kennzeichnung einiger bruchauslösender Anrisse

7.4 Diskussion

In der Anfangsphase des Ermüdungsvorganges sind Graphitkugel, durch Beobachtung bestätigte, Stellen, die für die Rissinitiierung bevorzugt werden. Die Graphitkugeln sind geprägt durch vereinzelte spitze Ausbuchtungen. An diesen Stellen herrscht höhere Spannungskonzentrationen als im Umfeld. Welche Ursachen bei weiter fortschreitendem Ermüdungsvorgang Matrixbrüche haben, erklärt sich aus den Finite Elemente Untersuchungen von [32], die darauf hindeuten, dass sich dort meist knapp unterhalb der Oberfläche eine Graphitkugel befindet.

Das Zusammenwachsen von Rissen, wie in Abb. 7.15 exemplarisch dargestellt sind, erhöht die Risslänge sprunghaft. Es kann durch das Verschmelzen zweier oder mehrerer mikrostrukturelle Risse schlagartig der Schwellwert ΔK_{th} überschritten werden. Das Wachstumsverhalten des Risses ändert sich dann schlagartig.

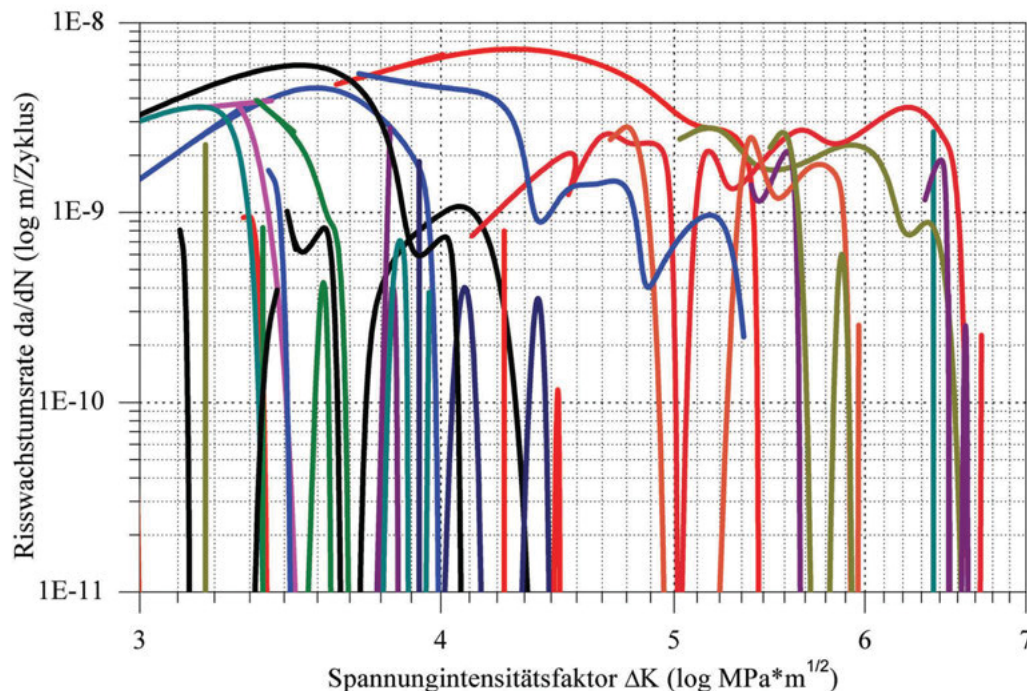


Abb. 7.18: Mikrorisswachstum von ADI 1000 unter Standardbedingungen, ausgewertet nach der elastischen Bruchmechanik

Ob der relative Spannungsintensitätsfaktor ΔK nach Glg. (7.2) unter Gültigkeit der LEBM verwendet werden darf, um das zyklische Rissfortschrittsdiagramm zu konstruieren, kann erst nach Abschätzung der Abschätzung der plastische Zone nach Glg. (7.1) beantwortet werden. Für ADI 1000 werden die Parameter auf $\nu = 0,3$ und $\sigma_y = R_{p0,2} = 700 \text{ MPa}$ gesetzt. Demnach ergibt sich die Größe der plastischen Zone im mikrostrukturellen Risswachstum bis zum Beginn des Langrisswachstums bei ΔK_{th} von etwa $2 \mu\text{m}$ bis zur Größe der Graphitkugel. Eine Auswertung kann so nach Glg. (7.2) erfolgen. Zudem muss plastisch induziertes Riss schließen nicht berücksichtigt werden [29]. Die beobachteten mikrostrukturellen Risse überstreckten einen Be-

reich von $\Delta K_I = 3 \dots 7 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ und zehn Risse wuchsen mehr als $60 \mu\text{m}$, wie der entsprechende Bereich des zyklischen Rissfortschrittsdiagramm in Abb. 7.18 darstellt. Die untersuchten mikrostrukturellen Risse wurden dem Langrisswachstum der SEB-Probe gegenübergestellt und in einem zyklischen Rissfortschrittsdiagramm in Abb. 7.19 gemeinsam dargestellt. In Anlehnung zu [29] wurde der Geometriefaktor der kurzen Risse aus einem arithmetischen Mittelwert von [9] und [27] auf $Y = 0,75$ abgeschätzt. Da keine bruchauslösenden Risse mitverfolgt wurden, erweist sich eine Überprüfung des Geometriefaktors als schwierig. Als Referenz bietet sich eine Langriss-Fortschrittskurve an. Eine Variation des Y-Faktors skaliert den Spannungsintensitätsfaktor und kann aufgenommene Punkte in einem Rissfortschrittsdiagramm so in Abszissen-Richtung verschieben, dass eine Übereinstimmung von „lang gewordenen“ Mikrorissen und der SEB-Rissprobe induzierten Langrisskurve folgt. Auf diese Weise wird am Einfachsten der empirisch ermittelte Geometriefaktor mit dem berechneten Wert verglichen. In dieser Versuchsreihe wurde kein Übergang zum Langrisswachstum beobachtet. Da dennoch Mikrorisse vor dem Schwellwert ΔK_{th} abstoppen, spricht dies für eine plausible Abschätzung des Parameters.

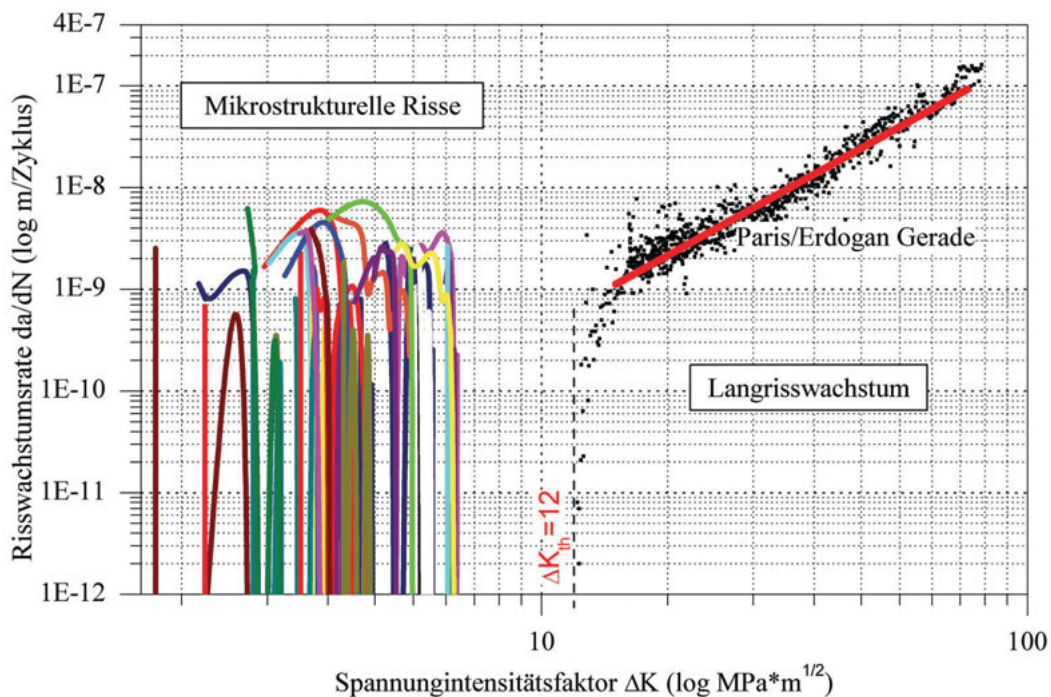


Abb. 7.19: Mikro- und Langrisswachstum von ADI 1000 unter Standardbedingungen, ausgewertet nach der elastischen Bruchmechanik, der Übergang zum Langrisswachstum wurde bei $\Delta K_{th} = 12 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ gefunden

Die gemessenen Anrisswinkel liegen alle innerhalb eines 45° Winkels, quer zur Belastungsachse und wachsen dann auch innerhalb diesen Bereichs weiter. Wird der Verlauf des Risses von Abb. 7.16 a) & c) in der geätzten Probe betrachtet, sind keine größeren Ablenkungen an der Mikrostruktur erkennbar. Innerhalb des Matrixgefüges treten übergeordnete Strukturen auf, wie das in Abb. 7.16 a) (zwischen den Pfeilen) $30 \times 30 \mu\text{m}$ messende parallel ausgerichtete Lamellenpaket aus ferritischen Nadeln. Beruhend auf den Beobachtungen, überwindet der Riss diese

Struktur ohne Ablenkung. Der Riss ändert weder zwischen den einzelnen Nadeln kurzfristig, noch über das gesamte Lamellenpaket signifikant dessen Richtung.

7.5 Schlussfolgerung

In diesem Versuch wurde nicht nur das mikrostrukturelle Risswachstum untersucht, sondern auch die Eignung der Mini-UB zur Untersuchung von mikrostrukturellem Risswachstum getestet. Es erscheint demnach zweckmäßig, zuerst die Folgerungen der Mini-UB im Betrieb zu erörtern und anschließend auf die Versuchsergebnisse selbst einzugehen.

7.5.1 Erfahrungen mit der Mini-UB

Die mechanische Konstruktion erwies sich als zuverlässig und es konnten keinerlei Anzeichen einer Unterdimensionierung festgestellt werden. Durch die längere Bedienung mit der Anwendungssoftware wurde die Benutzerfreundlichkeit ausgiebig getestet. Bedingt durch die einfache, leichte und zuverlässige Bedienung konnten aus der Sicht des Konstrukteurs und Bedieners keine Verbesserungspotenziale festgestellt werden.

Während des Betriebes musste die applizierte Prüfkraft einige Male nachgestellt werden, denn im fortgeschrittenen Ermüdungsvorgang verhält sich die Schwingprobe weicher und die angelegte Kraft verringert sich. Eine einfache Kontrolle der Kraft vor Beginn einer neuen Belastungseinheit und gegebenenfalls leichte Korrekturen beseitigen das Problem ohne Schwierigkeiten. Das Wiederfinden eines koordinativ erfassten Risses nach den einzelnen Belastungseinheiten erfolgte reproduzierbar auf 10 µm genau ohne manuelles Nachjustieren.

Aufgrund der hohen Reproduzierbarkeit könnten in weiterer Folge verschiedene Automatisierungen von Interesse sein. Eine, nach manueller Koordinatenerfassung der Risse, vollautomatische Rissaufnahme nach jeder Belastungseinheit würde den personellen Aufwand deutlich reduzieren. Dazu ist es allerdings erforderlich die Ansteuerung des Mikroskops und der Mini-UB in einem neuen Programm zusammenzuführen, dessen Realisierung noch geprüft werden muss.

7.5.2 Weiterführende Empfehlungen für mikrostrukturelle Rissuntersuchungen an ADI

Für eine bessere statistische relevante Beobachtung von Mikrorissen ist eine zweistufige Einschwingphase empfehlenswert. Nach den ersten 10% der erwartenden Bruchschwingspielzahl können dann ca. 5 Risse je angefahrener Winkellage aufgenommen werden. Die Aufmerksamkeit ist verstärkt auf Risse an Graphitkugeln zu richten. Diese verfolgt man mit ein- bis zwei Zwischenschritten weiter bis ca. 15-20% des Bruchschwingspiels. Hier kann nochmals in den

Winkellagen nach weiteren Rissen gesucht werden und kartografiert wieder 5 Risse je Winkellage. Jetzt sollten vermehrt Matrixbrüche erkennbar sein, die weiterverfolgt werden können. Dann sollte eine Verfolgung der ausgewählten Risse bis zum Bruch oder zum stabilen Risswachstum im Langrissbereich durchgeführt werden. Mit ca. 80 Rissen, die verfolgt werden, kann man dann auch statistisch mit einer Weibullverteilung, ähnlich wie in [29], abschätzen, welche Risse dann bruchauslösend werden.

Für eine Finite Elemente Simulation der Rissausbreitung kann nach dem jetzigen Wissenstand in guter Näherung ein isotrop-homogenes internodulares Gefüge angenommen werden. Für konservative Abschätzungen der Rissausbreitung und -lage sind im makroskopisch multiaxialen Spannungszustand auch konventionelle Methoden, wie u. a. das Kriterium der maximalen Tangentialspannung zulässig, da kein wesentlicher Einfluss des Matrixgefüges an der Rissausbreitung beobachtet wurde [17,34]. Die Annahme, dass an der Grenzfläche der Graphitkugeln keine nennenswerte Kraftübertragung stattfindet, wie in [32] als Vereinfachung verwendet wurde, ist für tiefgreifendere Simulationen nicht mehr zulässig. Mit dem erweiterten Simulationsmodell sollte es dann möglich werden, Brüche in Graphitkugel nachzubilden.

Für nähere Studien über den Einfluss der Mikrostruktur auf das Rissverhalten ist eine anfängliche Probenätzung nicht empfehlenswert. Eine nachträgliche Säurebehandlung, nach der anfänglichen Belastungsphase, kennzeichnet deutlicher mikrostrukturelle Anrisse, die anschließend einfacher verfolgt werden können [29].

8 Abschließende Zusammenfassung

Es soll an dieser Stelle abschließend die wichtigsten Punkte der Arbeit herausgegriffen und zusammengefasst werden. Detailliertere Ausführungen sind aus den entsprechenden Kapitel zu entnehmen.

8.1 Auswahl einer geeigneten Konstruktion

Für eine gut angepasste Konstruktion wurden zunächst verschiedene statische Konzepte besprochen und wegen den Platzbeschränkungen des Auflichtmikroskops die Beanspruchung der Schwingprobe nach dem Kragträgerprinzip ausgewählt. Die Kraft wird mit einer Schwinge auf das freie Ende der Schwingprobe übertragen. Die Schwinge schafft wiederum Platz für eine Kraftmessdose, mit der der aktuelle Beanspruchungszustand der Schwingprobe verfolgt wird. Die Kraftaufbringung erfolgt manuell über eine Kalotte, die sich über eine Schraubenbewegung gegen die Schwinge abstützt

Der Aufbau der Mini-UB ist so gestaltet worden, dass sich dieser nach dem Baukastenprinzip schnell und einfach zu einer Rasterelektronenmikroskop (REM)-tauglichen Halterung umbauen lässt. Dazu wird der Motor entfernt und die Schwingprobe durch zwei Schrauben gegen unbeabsichtigtes Drehen gesichert. Die verbleibende Halterung kann problemlos in ein Ultraschallbad gelegt werden, welches etwaige Fettrückstände entfernt. Die in der Mini-UB enthaltenen Wälzlager sind aus einem keramischen Werkstoff gefertigt, der kein Schmiermittel benötigt, welche im Hochvakuum des REM verdampfen könnten. Doch für den reinen Betrieb unter dem Auflichtmikroskop werden wegen der höheren mechanischen Unempfindlichkeit Wälzlager aus Stahl empfohlen. Bedingt durch die hohe Lagerbelastung ist zu erwarten, dass nach mindestens 65 Versuchen diese getauscht werden müssen.

Für die kritischen Bauteile wurden mit einem kommerziellen Finite-Elemente Programm die individuellen Beanspruchungen simuliert soweit optimiert, dass weitgehend alle Komponenten großzügig bemessen worden sind. Die stehende Lagerung, die das gesamte Biegemoment aufnimmt, wird an der Oberfläche ca. 24% über der Streckgrenze beansprucht. Aufgrund der rein elastischen Berechnungsmethodik und der sehr geringen Ausdehnung der hohen Beanspruchung, wird dennoch kein frühzeitiges Versagen erwartet dieser Komponente erwartet.

8.2 Elektrisches und Elektronisches System unter Berücksichtigung der Sicherheitsbestimmungen

Auf Basis der betrieblichen Rahmenbedingungen konnte ein elektrisches System erstellt werden, die die Steuerung der Mini-UB umfasst. Als Motor wurde ein kompakter Industrieschrittmotor verwendet, der es ermöglicht auf $0,072^\circ$ reproduzierbar genau eine beliebige Position anzufahren. Gegenüber handelsüblicher Servomotoren wird kein geschlossener Regelkreis benötigt, der dann aufwendig optimiert werden muss. Der Schrittmotor wird in einem reinen Stellbetrieb betrieben, der durch softwaretechnische Kompensationen Schrittverluste verhindert.

Auf Basis von Sicherheitsbestimmungen nach EN ISO 12 100 wurde ein Schaltplan entwickelt, nach dem der Schaltschrank verkabelt wurde. Die normgebundene Rikoeinschätzung verlangt für das mögliche folgenschwerste Unfallszenario, dem Einziehen und Erfassen der Haare und Kleidung eine Sicherheitstufe B1. Dementsprechend werden Sicherheitsfunktionen, wie Not-Aus normgerecht über ein Sicherheitsschaltgerät geführt. Weitere Sicherheitsmaßnahmen beziehen sich auf Benutzerinformation und Warnplaketten, die u. a. vor der heißen Obwerfläche des Motors warnen.

Die Ansteuerung der Mini-UB erfolgt über eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS), die über eine Entwicklungsumgebung nach den Gesichtspunkten einer *Finite State Machine* programmiert wurde. Über ein spezielles Signalprozessormodul wird der Motortreiber mit Pulsignalen gespeist. Die Bedienung der Mini-UB erfolgt über ein interaktives User-Interface, welches über einen OPC-Server mit der SPS kommuniziert. Das User-Interface läuft auf einem eigenen, zugangsbeschränkten Computer und ist im Aussehen so programmiert worden, dass die einzelnen Bedienleisten sich selbst erklären. Da der Computer zur Bedienung und der Schaltschrank an der selben Stromversorgung angeschlossen sind, ist eine selbstständige Inbetriebnahme der Prüfmaschine nach einem Stromausfall normgerecht ausgeschlossen. Die einzelnen Zustände der Mini-UB, wie *Bereit*, *Beschäftigt* und *Störung* werden am User-Interface über gut ersichtliche Lämpchen dargestellt. Durch den begrenzten Speicher des Signalprozessormoduls muss die SPS alle 10 Versuchsserien neu gestartet werden, um den Positionsspeicher zu löschen.

8.3 Testlauf mit ADI-Gusseisen

Bei den Testläufen, während der ersten Inbetriebnahme wurde ein Schwingprobe aus hochfestem Gusseisen verwendet. Es handelt sich im Wesentlichen um einen Sphäroguss, dessen Matrix durch eine spezielle Wärmebehandlung in eine Ausferritphase umgewandelt worden ist. Dieser Werkstoff zeichnet sich durch sehr hohe erreichbare Zugfestigkeiten von bis zu 1 400 MPa und gleichzeitig hoher Bruchdehnung aus. Der verwendete Werkstoff wird normgerecht EN GJS 1000-5 bezeichnet und besitzt eine Zugfestigkeit von 1 000 MPa mit einer minimalen Bruchdehnung von 5%.

Um mikrostrukturelle Anrisse besser verfolgen zu können, sind die Schwingproben einer Oberflächenpolitur unterzogen worden. Angeätzte Schwingproben erschwerten durch die markante Mikrostruktur eine zuverlässige Mikrorissverfolgung. An der polierten Schwingprobe sind zu Beginn des Ermüdungsvorganges Anrisse an den Graphitkugeln beobachtet worden. Erst in der fortgeschrittenen Belastungsdauer traten auch vermehrt Anrisse an der Matrix auf, die auf Graphitkugeln knapp unterhalb der Oberfläche hinweisen. Den Rissverlauf in bezug zur Mikrostruktur wurde sporadisch an der geätzte Probe qualitativ erfasst. Basierend auf den gemachten Beobachtungen, verändert sich die Ausbreitungsfront des Risses unwesentlich, wenn dieser Phasengrenzen des Matrixgefüges passiert.

8.4 Ausblick

Da es sich um einen Prototypen handelt, können Verbesserungen an jenem erst nach ausgiebigen Betrieb vorgeschlagen und diese in einer neueren Version umgesetzt werden. Aufgrund der ersten Testläufe konnten schon folgende Vorschläge gemacht werden.

Eine interessante Alternative zum Schrittmotor im Stellbetrieb ist ein volleregelter Servomotor, der über einen hochgenauen Geber verfügt und eine Getriebeuntersetzung überflüssig macht. So kann man in viel höherer Geschwindigkeit die Lastzyklen abarbeiten. Es ist der Betrieb folglich nicht mehr auf die Zeitfestigkeit begrenzt, sondern es lassen sich auch Risse in der Langzeitfestigkeit zeitlich rationell verfolgen. Diese ermöglicht das Durchführen von Wöhlerversuche mit einer sehr kompakten Prüfmaschine.

Durch die gute Funktionsweise im halbautomatischen Betrieb in bezug zur Risswiederfindung ist ein vollautomatisches Prüfen, nachdem die koordinative Rissmarkierung manuell durchgeführt wurde, möglich. Das bedeutet, die Maschine stoppt automatisch nach einer Belastungseinheit und richtet in Kombination zum Kreuztisch des Mikroskops den Riss xy so aus, dass im Anschluss das Mikroskop diesen für die spätere Auswertung fotografiert. So kann mit jedem Riss verfahren werden. Dies setzt jedoch voraus, dass sich das Steuerprogramm des Mikroskops in einem hierarchisch höher gestellten Prüfprogramm integrieren lässt. Als zweite Automatisierungsstufe kann man mit einer Bilderkennungssoftware nach Versuchsende die Risse automatisch deren Länge und Lage vermessen lassen. Lediglich bei Rissen, die zusammenwachsen oder über den Bildbereich hinauslaufen ist eine manuelle Bewertung nötig. Würden alle zwei Automatisierungsstufen realisiert werden, ist es erstmals möglich sehr viele Risse, weit über Hundert pro Probe, ohne merklichen personellen Aufwand diese statistisch hochsignifikant in hoher zeitlicher Auflösung auszuwerten.

Die Untersuchungen des mikrostrukturellen Risswachstums am hochfesten Gusseisen *ADI* hatten ergeben, dass für statistisch signifikante Auswertungen eine erhöhte Risszahl beobachtet werden muss.



In künftigen Versuchsserien sollten Anrisse nicht nur nach ca. 10% der erwartenden Bruchlastschwingspielzahl gesucht werden, sondern auch nach einer weiteren Belastungseinheit von 20% der erwartenden Bruchlastschwingspielzahl. Damit wird die Chance erhöht, den bruchauslösenden Riss vom Anrissstadium bis zum instabilen Risswachstum kurz vor dem globalen Versagen zu verfolgen. Zudem wird für einen Werkstoff mindestens eine Versuchserie mit drei Schwingproben empfohlen um die Aussagekräftigkeit zu erhöhen. Eine bessere Sichtbarkeit der Risse im geätzten Gefüge wird erreicht, wenn vor dem Ätzzvorgang mikrostrukturelle Risse an der polierten Schwingprobe initiiert werden.



A Elektrisches System

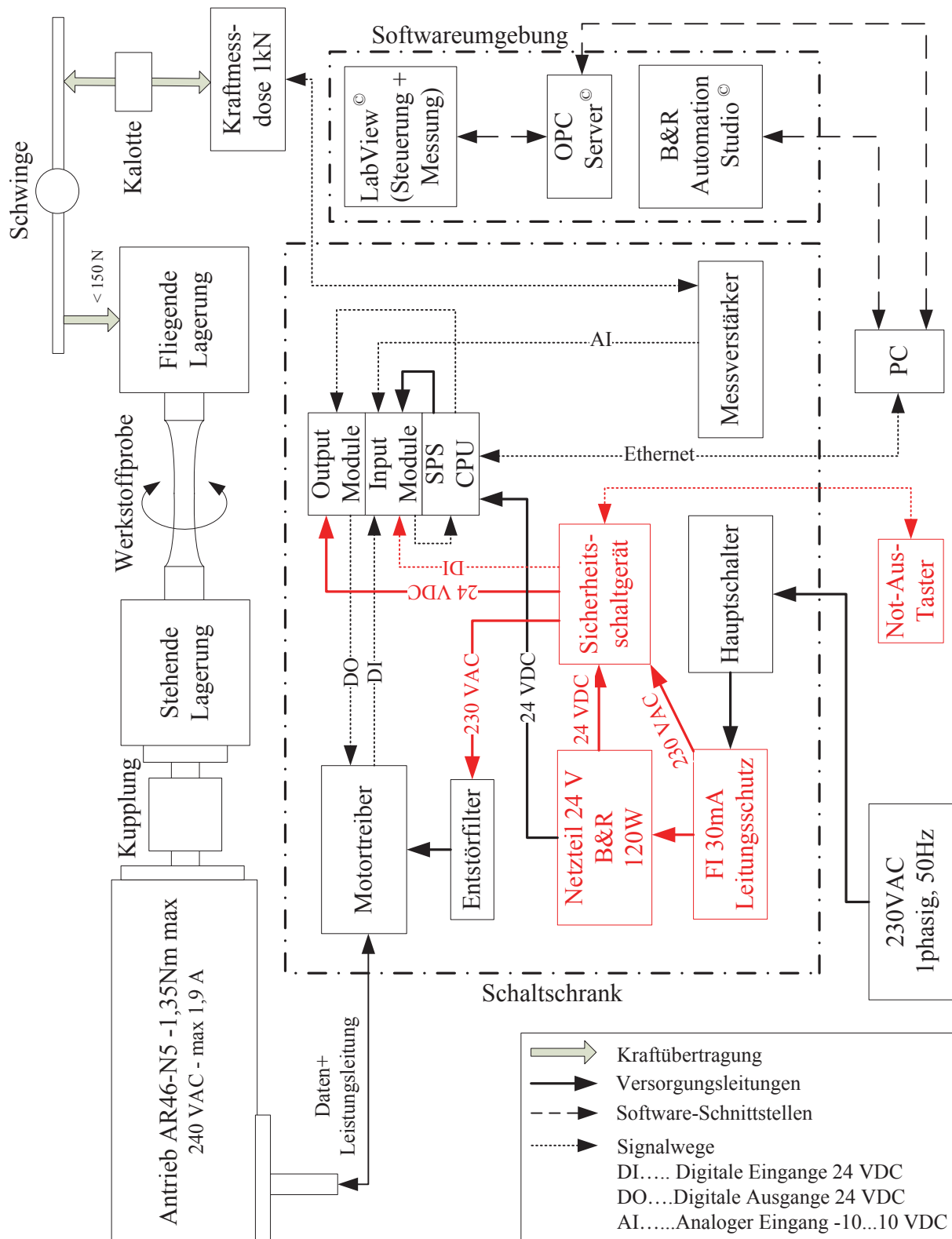


Abb. A.1: Skizzierung des elektrischen Systems mit den Schaltschrank-Komponenten und deren Anschlussverbindungen; Software-Umgebung wird über einen PC geschaffen, der über Ethernet mit SPS kommuniziert; rot hervorgehoben: Kategorie B1 Architektur

B Ergänzende Tabellen zur Finite State Machine

B.1 Inputs

Tab. B.1: Input Tabelle; die Eingaben sind in systeminterne (System Input) und dem Benutzer frei zugänglichen (User Inputs) Eingaben aufgegliedert

Typ	Inputname	Beschreibung
User Inputs	DEG	gibt im Langsambetrieb den Wert in Grad an, um die sich der Motor weiterdrehen soll
	ENLF	ermöglicht das Einlaufen der Probe bei geringer Drehzahl
	IPKT	Schalter mit dem der Langsambetrieb gestartet wird
	LW	gibt die Lastwechselzahl im an Prüfmodus vor
	PRF	Schalter mit dem der Prüfmodus gestartet wird
	RESET	Nach einem Probenwechsel wird mittels diesem Taster die gespeicherten Daten auf Null zurückgesetzt
System Input	CLR/ALM-RST	Reset der Störung
	C-ON	Schaltet den Motor im Betriebsmodus
	FREE	löst das Haltemoment und der Motor lässt sich manuell frei drehen
	MovEnable	Schaltet das Puls-Modul an der SPS frei
	MovSpeed	gibt dem Puls-Modul die Frequenz vor, mit der der Motor in [inc/sec] sich stationär drehen soll
	NOT-AUS	Not-Aus-Taster
	NOT-AUS OK	Status des Not-Aus-Tasters
	P-RESET	Definiert in der aktuellen Motorlage die neue Nulllage
	RETURN	Führt die elektrische Nullposition an

B.2 Outputs

Tab. B.2: Output Tabelle; die Ausgaben sind in systeminterne (System Output) und in die für dem Benutzer frei ersichtlichen (User Output) Ausgaben aufgliedert

Typ	Outputname	Beschreibung
User Output	BEREIT	gibt ein grünes Signal aus, welches anzeigt, die Maschine ist bereit für Eingaben
	BESCHÄFTIGT	Signal für „Maschine arbeitet“
	Kraft	Die Ausgabe der Kraftmessdose, schon auf Newton umgerechnet
	POS	zeigt dem Benutzer die jetzige Position innerhalb einer 360° Drehung an
	STG	Zeigt dem Benutzer, das eine allgemeine Störung vorliegt
	UMD	zeigt dem Benutzer die bisherigen Umdrehungen der Welle an
	STÖRUNG	Signal für „Störung oder Defekt“
System Output	ALM	Motor gibt eine Störung aus
	END	Der Motordrehbefehl wurde abgearbeitet
	MovPos	gibt die aktuelle Soll-Position des Motors zurück, wobei zu beachten ist, das ein Wert von 10^4 eine Umdrehung darstellt
	TLC	wird ausgegeben, wenn das Drehmomentlimit erreicht wird
	AL0	Spezifikation der Störung
	AL1	Spezifikation der Störung
	AL2	Spezifikation der Störung
	TIM2	signalisiert zeigt das Erreichen eines Vielfachen des Drehwinkels $7,2^\circ$
	READY	gibt an, dass der Motor störungsfrei arbeitet
	WNG	Motortreiber gibt eine Warnung aus

B.3 Variablendeklaration

Tab. B.3: Variablendeklaration; die Definition der Einteilung von Variablennamen in Inputs und Outputs bezieht auf die SPS und deren Module

Name	Variablenname	Datentyp
ALM	gDI_Alm	BOOL
BEREIT	Uget_Bereit	BOOL
BESCHÄFTIGT	Uget_Beschäftigt	BOOL
CLR/ALM-RST	gDO_Clr_AlmRst	BOOL
C-ON	gDO_cOn	BOOL
CS	gDO_Cs	BOOL
DEG	Uget_Deg	REAL
ENLF	Uset_Enlf	BOOL
END	gDI_End	BOOL
FREE	gDO_Free	BOOL
IPKT	Uset_Ipkt	BOOL
KMD	gAI_Kmd	INT
LW	Uset_Lw	INT
MovEnable	Uset_MovEnable	BOOL
MovPositon	Uget_MovPosition	DINT
MovSpeed	Uset_MovSpeed	DINT
NOT-AUS	gDI_NotAus	BOOL
NotausOK	Uget_NotAusOK	BOOL
P-RESET	gDO_pReset	BOOL
POS	Uset_Pos	REAL
PRF	Uset_Prff	BOOL
RESET	Uset_Reset	BOOL
RETURN	gDO_Return	BOOL
READY/AL0	gDI_Ready_al0	BOOL
WNG	gDI_Wng	BOOL
TIM2/AL2	gDI_Tim2_Al2	BOOL
TLC/AL1	gDI_Tlc_Al1	BOOL
UMD	Uset_Umd	INT

B.4 Zustandsbedingungen

Tab. B.4: Zustandstabelle; Einträge, die mit einem - für eine Variable aufgelistet sind, werden für den jeweiligen Zustand nicht berücksichtigt; $\|x\|$ Absolutwert von x

Variablen	Bereit	Positioniermodus	Prüfmodus	Warnung	Störung	Reset	Einlaufen
gDI_Alm	1	1	1	1	0	1	1
gDI_End	1	0	0	-	-	1	0
Uget_NotAus	0	0	0	0	1	0	0
Uget_NotAusOK	1	1	1	0	0	1	1
gDI_Ready_al0	1	0	0	-	-	1	0
gDI_Tlc_A11	0	0	0	-	-	0	0
gDI_Wng	0	0	0	1	0	0	0
Uset_Enlf	0	0	0	-	-	0	1
$\ Uget_Deg-Uset_Pos\ $	$<0,036$	$>0,036$	-	-	-	-	-
$\ Uget_Umd-Uset_Lw\ $	<1	-	>1	-	-	-	-

B.5 Übergangsbedingungen

Tab. B.5: Übergangsbedingungen; = < > != logische Vergleichsoperatoren

aktueller Zustand	nächster Zustand	Übergangsbedingung
Bereit	Prüfmodus	Uset_Prfl = 1 Uset_Lw > Uget_Umd
	Positioniermodus	Uset_Ipkt = 1 Uget_Deg != Uset_Pos
	Warnung	gDI_Wng = 1
	Störung	gDI_Alm = 0 OR Uget_NotAusOK = 0 OR Kraft > 170
	Reset	(Uset_Ipkt AND Uset_Lw) = 0 Uset_Reset = 1
	Einlaufen	(Uset_Ipkt AND Uset_Lw) = 0 Uset_Enlf = 1
Prüfmodus	Bereit	Uset_Lw = Uget_Umd OR Kraft < 10
	Warnung	gDI_Wng = 1
	Störung	gDI_Alm = 0 OR Uget_NotAusOK = 0 OR Kraft > 170
Positioniermodus	Bereit	Uget_Deg = Uset_Pos OR Kraft < 10
	Warnung	gDI_Wng = 1
	Störung	gDI_Alm = 0 OR Uget_NotAusOK = 0 OR Kraft > 170
Warnung	Bereit	gDI_Wng = 0
	Störung	gDI_Alm = 0 OR Uget_NotAusOK = 0 OR Kraft > 170
<i>Fortsetzung auf der nächsten Seite</i>		



aktueller Zustand	nächster Zustand	Übergangsbedingung
Störung	Bereit	$gDO_Clr_AlmRst = 1$ $gDI_NotAus = 0$ $gDO_Free = 0$
Reset	Bereit	$Uset_Reset = 0$
	Warnung	$gDI_Wng = 1$
	Störung	$gDI_Alm = 0$ OR $Uget_NotAusOK = 0$ OR $Kraft > 170$
Einlaufen	Bereit	$Uset_Reset = 0$
	Warnung	$gDI_Wng = 1$
	Störung	$gDI_Alm = 0$ OR $Uget_NotAusOK = 0$ OR $Kraft > 170$

C Modulbelegung der SPS

Die Bezeichnung z. B. 92A2 ist die im Schaltplan verwendete Bezeichnung der Module. Im Schaltschrank sind sie zur besseren Auffindbarkeit ident beschriftet worden.

C.1 92A2 - B&R X20DO9322 12DA

Tab. C.1: Anschlussbelegung des B&R X20 digitales Ausgangsmoduls DO9322 12DA, welches im Schaltplan mit der Nummer 92A2 zu finden ist, leere Belegungen werden mit einem „-“ gekennzeichnet

Anschluss	Name	Anschluss	Name
DO 1	-	DO 2	C-ON
DO 3	CLR/ALM-RST	DO 4	CCM
DO 5	CS	DO 6	RETURN
DO 7	P-RESET	DO 8	-
DO 9	FREE	DO 10	-
DO 11	-	DO 12	-

C.2 91A2 - B&R X20DS1319

Tab. C.2: Anschlussbelegung des B&R X20 digitales Signalprozessormoduls DS1319, welches im Schaltplan mit der Nummer 91A2 zu finden ist, leere Belegungen werden mit einem „-“ gekennzeichnet

Anschluss	Name	Anschluss	Name
DO 1	-	DO 2	-
DO 3	DIR	DO 4	CW+24/PLS+24V
DO 5	-	DO 6	-
DO 7	-	DO 8	-
DO 9	-	DO 10	-
DO 11	-	DO 12	-

C.3 91A3 - B&R X20DI9371 12DE

Tab. C.3: Anschlussbelegung des B&R X20 digitales Eingangsmoduls DI9371 12DE, welches im Schaltplan mit der Nummer 91A3 zu finden ist, leere Belegungen werden mit einem „-“ gekennzeichnet

Anschluss	Name	Anschluss	Name
DO 1	NOT-AUS	DO 2	ASG+
DO 3	ASG-	DO 4	BSG+
DO 5	BSG-	DO 6	TIM+
DO 7	ALM	DO 8	-
DO 9	WNG	DO 10	-
DO 11	-	DO 12	-

C.4 91A4 - B&R X20DI9371 12DE

Tab. C.4: Anschlussbelegung des B&R X20 digitales Eingangsmoduls DI9371 12DE, welches im Schaltplan mit der Nummer 91A4 zu finden ist, leere Belegungen werden mit einem „-“ gekennzeichnet

Anschluss	Name	Anschluss	Name
DO 1	END	DO 2	-
DO 3	READY/AL0	DO 4	-
DO 5	TLC/AL1	DO 6	-
DO 7	TIM2/AL2	DO 8	-
DO 9	-	DO 10	NOT AUS OK
DO 11	-	DO 12	-

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	$[m]$	größte projizierte Rissausdehnung eines halbelliptischen Risses
c	$[m]$	Abmessung der halben kleinen Halbachse eines halbelliptischen Risses
C	$[kN]$	dynamische Tragzahl
d	$[mm]$	geringster Querschnitt der Werstoffprobe
e, f_0	$[1]$	Berechnungsfaktoren für die dynamisch äquivalente Lagerbelastung
F_a	$[kN]$	Axialkomponente der Lagerbelastung
F_{erf}	$[N]$	erforderliche Belastung um Probe mit $\sigma_{b,x}$ beansprucht werden soll
$F_{r,l}$	$[kN]$	Radialkomponente des Lagers l
K_i	$[MPa\sqrt{m}]$	Spannungsintensitätsfaktor im Rissbeanspruchungsmodus i, wobei $i = (1, 2, 3)$
K_{Ih}	$[MPa\sqrt{m}]$	Spannungsintensitätsfaktor bei Beginn des Langrisswachstums
L	$[mm]$	Balkenlänge der statischen Systeme
L_{10}	$[1]$	nomielle Lebensdauer eines Wälzlagers in 10^6 Umdrehungen
m	$[1]$	Exponent der Paris/Erdogan Gleichung
M_{max}	$[Nmm]$	maximales Biegemoment
n, N	$[1]$	Anzahl derSchwingspiel; ein Schwingspiel wird hier definiert als kleinste sich wiederholende Einheit in einer zeitlich zyklischen Beanspruchung
ν	$[1]$	Querkontraktionszahl, auch als Poisson Zahl bekannt
P	$[kN]$	dynamisch äquivalente Lagerbelastung
$R_{p,0.2}$	$[MPa]$	Streckgrenze, definiert durch maximal plastischer Dehnungsanteil und 0,2%
r_{pl}	$[m]$	Ausdehnung der plastischen Zone an der Risspitze
$\Delta\sigma$	$[MPa]$	Spannungsschwingbreite entspricht der doppelten Nennspannungsamplitude

Symbol	Einheit	Beschreibung
σ_a	[MPa]	Nennspannungsamplitude
$\sigma_{b,x}$	[MPa]	Bemessungsbeanspruchung der Werkstoffprobe im geringsten Querschnitt an der Randfaser
σ_i	[MPa]	Normalspannungskomponente in i-Richtng, entspricht der Diagonaleinträge σ^{ii} des Spannungstensors
σ^{ij}	[MPa]	Koordinateneinträge des kontravarianten Spannungstensors
σ_y	[MPa]	Fließspannung
τ_{ij}	[MPa]	Schubspannungen auf der i-Ebene in j-Richtung, entspricht den Einträgen σ^{ij} wenn $i \neq j$ des Spannungstensors
X	[1]	Radialfaktor eines Wälzlagers
Y	[1]	Axialfaktor eines Wälzlagers

Abbildungsverzeichnis

1.1	Manuelle Halterung	2
2.1	Gesamt- und Detailansicht des Auflichtmikroskops Olympus LEXT OLS3000 .	4
2.2	Schematische Darstellung der 3- und 4-Punktbiegung	7
2.3	Konstruktionsbeispiele zu den statischen Systemen	8
2.4	Beispiel: Kraftaufbringung über Schraube	10
2.5	Schematischer Aufbau einer Topf-Kraftmessdose	11
2.6	Beispiel: Kraftaufbringung über Schwinge	12
2.7	Baugruppen der Mini-UB	14
2.8	Baugruppe Motor	15
2.9	Baugruppe stehende Lagerung	17
2.10	Baugruppe Kraftaufbringung	17
2.11	Schwingenbewegung	18
2.12	Baugruppe fliegende Lagerung	19
2.13	Kontaktebene der fliegenden Lagerung	20
2.14	Gesamtansicht gefertigte Mini-UB	20
2.15	Befestigungsschrauben der Mini-UB	21
2.16	Probenfixierung bei REM-Einsatz	21
2.17	REM-Halterung	22
2.18	Temperaturmessstellen	24
2.19	Auswertung der Temperaturmessung	24
3.1	Festigkeitsberechnung der inneren Lagerhülse	27
3.2	Statisches Ersatzsystem der Wälzlager	28



3.3	Festigkeitsberechnung der äußeren Lagerhülse	30
3.4	Statisches Ersatzsystem der Schwingprobe	32
3.5	Probengeometrie	32
3.6	Festigkeitsberechnung der Schwingprobe	33
3.7	Festigkeitsberechnung der Kalotte	35
3.8	Festigkeitsberechnung der Schwinge	36
3.9	Festigkeitsberechnung der Achse	37
4.1	Risikograph	43
4.2	Blockdiagramm für die Identifizierung der SRECS	45
5.1	Umgebung des Motortreibers	49
5.2	Schaltschrank	50
6.1	Globale Ebenen der Mini-UB	53
6.2	Finite State Machine	55
6.3	User Interface	56
6.4	User Interface in den verschiedenen Zuständen	57
7.1	Schliffbilder von Gusseisen	60
7.2	Gefügestruktur von ADI	61
7.3	Wärmebehandlung von ADI	61
7.4	Lebenszyklus eines fehlerbehafteten Bauteils	62
7.5	Makrorissfortschritt bei zyklischer Beanspruchung	64
7.6	Allgemeine zyklische Rissfortschrittskurve	65
7.7	Gussblock für Probenentnahme	65
7.8	Mini-UB in Betrieb mit LEXT	67
7.9	Detail der Mini-UB im Mikroskop	67
7.10	Rissgeometrie	68
7.11	SEB-Rissprobe	68
7.12	Oberflächen unterschiedlicher Schleifschritte	69



7.13 Mikrostruktur von ADI	70
7.14 Auswahl einiger Initialrisse von ADI 1000	70
7.15 Rissverlauf einer polierten ADI 1000 Probe	71
7.16 Rissverlauf im geätzten ADI 1000	72
7.17 Bruchcharakteristik ADI 1000	72
7.18 Mikrorisswachstum von ADI 1000	73
7.19 Mikro- und Langrisswachstum von ADI 1000	74
A.1 Elektrisches System	82



Tabellenverzeichnis

2.1	Bewertung der statischen Systeme	9
2.2	Datenblattauszug des Schrittmotors	16
3.1	Werkstoffkennwerte verwendeter Werkstoffe	25
3.2	Ergebnisse der Wälzlagerberechnung fliegenden Lagerung	38
4.1	Matrix der Festlegung des SIL	42
4.2	Parameter des Risikographen	43
7.1	Präparationstabelle	66
B.1	Input Tabelle	83
B.2	Output Tabelle	84
B.3	Variablendeklaration	85
B.4	Zustandstabelle	86
B.5	Übergangsbedingungen	87
C.1	Anschlussbelegung 92A2	89
C.2	Anschlussbelegung 91A2	90
C.3	Anschlussbelegung 91A3	90
C.4	Anschlussbelegung 91A4	91

Literaturverzeichnis

- [1] ALTHEN GMBH MESS- UND SENSORTECHNIK: *ALF 259 Kraftsensor in Miniaturbauform*, 2011.
- [2] ASTM A897/A897M: *Standard Specification for austempered ductile iron castings*, 2003.
- [3] BARGEL, H.-J. und G. SCHULZE: *Werkstoffkunde*. Springer Verlag, 10. Aufl., 2008.
- [4] BAUMÜLLER HOLDING GMBH & CO. KG: *Drehstrom-Synchronmotoren DSD 28-26*, 2011.
- [5] BEITZ, W. und K.-H. GROTEM: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag, Heidelberg, 17. Aufl., 1997.
- [6] BERNS, H. und W. THEISEN: *Eisenwerkstoffe – Stahl und Gusseisen*. Springer Verlag, Heidelberg, 4. Aufl., 2008.
- [7] BODE, H., E. FAZAKAS, H. FÖRSTER und R. GAISER: *Das neue Sicherheitskompendium*. Pilz Sicherheitstechnik GmbH, Ostfildern, 2011.
- [8] BRONSTEIN, I., K. SEMENDJAJEW, G. MUSIOL und H. MÜHLIG: *Taschenbuch der Mathematik*. wissenschaft. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 6. Aufl., 2005.
- [9] DEFREITAS, M. und D. FRANÇOIS: *Analysis of fatigue crack growth in rotary bend specimens and railway axles*. Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 1995.
- [10] DIN EN 1564: *Bainitisches Gusseisen*, 1997.
- [11] DIN EN 62061: *Sicherheit von Maschinen – Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer, elektronischer und programmierbarer Steuerungssysteme*, 2005.
- [12] EN ISO 12100: *Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze, Teil 1: Grundsätzliche Terminologie, Methodologie*, 2003.
- [13] EN ISO 12100: *Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsleitsätze, Teil 2: Technische Leitsätze*, 2003.
- [14] EN ISO 13849: *Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen, Teil 2: Validierung*, 2003.
- [15] EN ISO 13849: *Safety of Machinery - Safety related parts of control systems, Part 1:*

- General principles for design*, 2004.
- [16] EN ISO 14121: *Sicherheit von Maschinen – Risikobeurteilung, Teil 1:Leitsätze*, 2008.
- [17] ERDOGAN, F. und G. SIH: *On the crack extension in plates under plane loading and transverse shear*. Journal of Basic Engineering, 85:519–527, 1963.
- [18] ESR POLLMEIER GMBH: *Triodrive D/xS / Mididrive D/xS*, 2011.
- [19] FISCHER, U., R. GOMERINGER, M. HEINZLER und R. KILGUS: *Tabellenbuch Metall*. Verlag Europa Lehrmittel, Haan-Gruiten, 41. Aufl., 2006.
- [20] FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU: *Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*, 1. Aufl., 2001.
- [21] FORSCHUNGSKURATORIUM MASCHINENBAU: *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*, 4. Aufl., 2002.
- [22] HAIBACH, E.: *Betriebsfestigkeit*. Springer Verlag, Heidelberg, 3. Aufl., 2006.
- [23] HARDING, R.: *The production, properties and automotive applications of austempered ductile iron*. Journal of Materials Processing, 45:1–16, 2006.
- [24] HASSE, S.: *Duktiles Gusseisen - Handbuch für Gusserzeuger und Gussverwender*. Fachverlag Schiele & Schön GmbH, Berlin, 1996.
- [25] MISUMI EUROPE GMBH: *Misumi Hauptkatalog für Sonermaschinenbau und Montageautomation*, 2011.
- [26] MUHRS, D., D. WITTEL, D. JANNASCH und J. VOISSIEK: *Roloff/Matek: Maschinenelemente*. Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007.
- [27] MURAKAMI, Y.: *Stress intensity factors handbook*. Pergamon Press, 1987.
- [28] OBERWINKLER, B.: *Fatigue-proof on damage tolerant lightweight design of Ti-6Al-4V forgings*. Dissertation, Montanuniversität Leoben, 2010.
- [29] OBERWINKLER, B., A. LETTNER und W. EICHLSEDER: *Multiscale fatigue crack observations on Ti-6Al-4V*. International Journal of Fatigue, 33:710–718, 2011.
- [30] ORIENTAL MOTORS EUROPE GMBH: *Information - High Efficiency, Closed Loop Stepping Motor and Driver Package - AR series*, 2010.
- [31] ORIENTAL MOTORS EUROPE GMBH: *Operating Manual - AR series driver*, 2010.
- [32] PETRENEC, M. und P. BERAN: *Analysis of fatigue crack initiation in cycled ductile cast irons*. Procedia Engineering, 2:2337–2346, 2010.
- [33] PFEIFFER, R.: *Schaltungsanordnung zum Betreiben eines mehrphasigen Synchronmotors an einem Gleichstromnetz*. Techn. Ber. DE3709168A1, Deutsches Patent- und Markenamt, 1988.

- [34] RADAJ, D. und M. VORMWALD: *Ermüdungsfestigkeit*. Springer Verlag, Heidelberg, 3. Aufl., 2009.
- [35] REUTER, M. und S. ZACHER: *Regelungstechnik für Ingenieure*. Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 10. Aufl., 2002.
- [36] RUMMICH, E., H. EBERT, R. GFÖRER und F. TRAEGER: *Elektrische Schrittmotoren und -antriebe*. expert Verlag, Böblingen, 1992.
- [37] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO. KG: *FAG Hauptkatalog 2011 - Wälzlager*, 2011.
- [38] SIEMENS AG: *SIEMOSYN Motoren - Permanentterregte Synchronmotoren*, 2011.
- [39] SINTERTECHNIK GMBH: *Produktinformation - Keramische Wälzlager*, 2011.
- [40] SPRING, E.: *Elektrische Maschinen*. Springer Verlag, Heidelberg, 2. Aufl., 2006.
- [41] STARK, R.: *Festigkeitslehre - Aufgaben und Lösungen*. Springer Verlag, Wien, 2006.
- [42] WOHLFAHRT, M., C. OBERWINKLER und S. TUNZINI: *The role of sampling position on fatigue of austempered ductile iron*. Procedia Engineering, 2:1337–1341, 2010.