

Aus der Poliklinik für Kieferorthopädie  
Klinik der Universität München  
Direktorin: Prof. Dr. Andrea Wichelhaus

**Untersuchung des Einflusses von Gestaltung und Werkstoff auf die Dauer-  
festigkeit und Kraftübertragung in Nickel-Titan Brackets**

Dissertation  
zum Erwerb des Doktorgrades der Humanbiologie  
an der Medizinischen Fakultät der  
Ludwig-Maximilians-Universität zu München

vorgelegt von  
Thomas Karl Georg Stocker

aus  
Rosenheim

Jahr  
2023

Mit Genehmigung der Medizinischen Fakultät  
der Universität München

Berichterstatter: Prof. Dr. med. dent. Andrea Wichelhaus

Mitberichterstatter: Prof. Dr. Karin Huth

Prof. Dr. Peter Bartenstein

Mitbetreuung durch den  
promovierten Mitarbeiter:

Dekan: Prof. Dr. med. Thomas Gudermann

Tag der mündlichen Prüfung: 27.04.2023

## Inhaltsverzeichnis

<b>INHALTSVERZEICHNIS</b> .....	<b>III</b>
<b>ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS</b> .....	<b>V</b>
<b>1. EINLEITUNG</b> .....	<b>1</b>
1.1    AUFBAU KIEFERORTHOPÄDISCHER BRACKETS.....	2
1.1.1    Design.....	2
1.1.2    Mechanik.....	4
1.1.3    Werkstoff.....	8
1.2    AUFBAU V-SLOT BRACKET.....	9
1.2.1    Design.....	9
1.2.2    Mechanik.....	10
1.2.3    Werkstoff.....	11
1.2.4    Ermüdungsverhalten.....	17
1.3    KONTROLLIERTE ZAHNBEWEGUNG .....	19
1.3.1    Voraussetzungen.....	19
1.3.2    Spiel zwischen Bracket-Slot und Bogen .....	23
1.3.3    Gleitwiderstand.....	26
1.4    FINITE ELEMENTE METHODE.....	32
1.5    SIMULATION VON KAUBEWEGUNGEN .....	36
<b>2. PROBLEMSTELLUNG UND ZIELSETZUNG</b> .....	<b>37</b>
2.1    BISHERIGE ENTWICKLUNG DES BRACKETS .....	37
2.2    PROBLEMSTELLUNG .....	38
2.3    ZIELSETZUNG .....	38
<b>3. MATERIAL UND METHODIK</b> .....	<b>39</b>
3.1    HERSTELLUNG DER PROBEN .....	39
3.2    KIEFERORTHOPÄDISCHER KAUSIMULATOR .....	41
3.3    ITERATIVE WEITERENTWICKLUNG DES V-SLOT BRACKETS.....	42
3.4    FINITE ELEMENTE ANALYSEN.....	43
3.5    AUSWERTUNG & STATISTIK .....	47

---

<b>4.</b>	<b>ERGEBNISSE</b> .....	<b>48</b>
4.1	LEBENSDAUEREVALUIERUNG DER BRACKET-PROTOTYPEN .....	48
4.1.1	Entwicklung des kieferorthopädischen Kausimulators .....	48
4.1.2	Mechanische Beschreibung der V-Slot-Bracket Flügel .....	53
4.1.3	FEA der Belastungsszenarien am V-Slot Bracket bei der Kausimulation .....	58
4.1.4	Verifizierung der Prototypen mit Hilfe von Lebensdaueruntersuchungen .....	69
4.1.5	Lebensdaueruntersuchungen .....	69
4.2	FE-ANALYSE DER MECHANISCHEN KRAFTÜBERTRAGUNG ZWISCHEN BRACKET UND BOGEN.....	74
4.2.1	Analyse des mechanischen Spiels .....	74
4.2.1.1	Drehung des V-Bogens im V-Slot.....	74
4.2.1.2	Torsion eines Rechteck-Bogens im Rechteck-Slot.....	79
4.2.2	Gleitwiderstand .....	79
4.2.2.1	Auslenkung des V-Bogens im V-Slot.....	80
4.2.2.2	Auslenkung rechteckiger Bögen im rechteckigen Slot .....	83
<b>5.</b>	<b>DISKUSSION</b> .....	<b>84</b>
5.1	LEBENSDAUEREVALUIERUNG DER BRACKET-PROTOTYPEN .....	84
5.1.1	Kieferorthopädischer Kausimulator .....	84
5.1.2	Mechanische Beschreibung des V-Slot Brackets .....	89
5.1.3	FEA der Belastungsszenarien .....	93
5.1.4	Lebensdaueruntersuchungen .....	99
5.2	KONTROLLIERTE ZAHNBEWEGUNG .....	102
5.2.1	Spiel .....	102
5.2.2	Gleitwiderstand .....	105
5.3	AUSBLICK .....	108
<b>6.</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG</b> .....	<b>109</b>
<b>7.</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b> .....	<b>112</b>
<b>8.</b>	<b>DANKSAGUNG</b> .....	<b>121</b>
	<b>ANHANG</b> .....	<b>122</b>

## Abkürzungsverzeichnis

A	Ampere
A <sub>f</sub>	Austenit-Endtemperatur
A <sub>s</sub>	Austenit-Starttemperatur
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Aluminiumoxid
A <sub>r</sub>	Reale Kontaktfläche
B	Breite (auch als b)
b <sub>F</sub>	Breite des Fensters
b <sub>F,u</sub>	Breite des Fensters unten
bzw.	beziehungsweise
°C	Grad Celsius
ca.	circa
CAD	Rechnergestütztes Konstruieren (=engl. Computer-aided design)
CsCl	Cäsium-Chlorid
DIN	Deutsches Institut für Normierung
d.h.	das heißt
E-Modul	Elastizitätsmodul
F	Kraft
F <sub>Bi</sub>	Kraft des Binding
F <sub>N</sub>	Normalkraft
F <sub>No</sub>	Kraft des Notching
F <sub>R</sub>	Festkörperreibung(skraft)
DC	„Direct Current“ (=Gleichstrom)
FE	Finite Elemente
FEA	Finite Elemente Analyse
GPa	Gigapascal, Einheit von Druck oder mechanischer Spannung
H	Höhe (auch als h)
Hz	Hertz
I	Flächenträgheitsmoment
KAP	Kraftangriffspunkt
L	Länge (auch als l)
max.	maximal
M <sub>d</sub>	Martensit-Grenztemperatur
M <sub>f</sub>	Martensit-Endtemperatur
M <sub>s</sub>	Martensit-Starttemperatur
min.	minimal
mm	Millimeter
N	Newton, Einheit der Kraft
Nm	Newtonmeter
Nmm	Newtonmillimeter
Nitinol	Nickel Titanium Naval Ordnance Laboratory
NiTi	Nickel-Titan-Legierung

---

Nmm	Newtonmillimeter, Maß für das Drehmoment
PDL	Parodontalligament
%	Prozent
$r_{F,u}$	Radius des Fensters unten.
RS	Gleitwiderstand (engl. „resistance to sliding“)
RZ	Rotationszentrum
$\sigma_{A,S}$	Spannung bei der Umwandlung in Austenit beginnt
$\sigma_{A,E}$	Spannung bei der Umwandlung in Austenit endet
$\sigma_{M,S}$	Spannung bei der Umwandlung in Martensit beginnt
$\sigma_{M,E}$	Spannung bei der Umwandlung in Martensit endet
SP	Schwerpunkt
$\vartheta$	Thermodynamische Temperatur in Grad Celsius
V	Volt
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
Vgl.	vergleiche
W	Widerstandsmoment
W.Nr.	Werkstoffnummer
WZ	Widerstandszentrum
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel

## 1. Einleitung

Die Kieferorthopädie als Teildisziplin der Zahnmedizin ist bestrebt, Fehlstellung der Zähne und Kiefer zu korrigieren, um funktionale oder ästhetische Defizite oder Schmerzen zu heilen. Dazu zählen unter anderem das Nivellieren der Zahnhöhe, das Schließen von Lücken oder die Änderung bestimmter Winkel der Zahnachse. Für eine zielgenaue Korrektur ist es notwendig Drehmomente präzise und definiert zu applizieren. Gleiches gilt auch für die kraftinduzierte Translation von Zähnen durch den Kiefer. Diese Kraft- und Momentübertragung auf die Zähne geschieht durch kieferorthopädische Apparaturen, die aus einem Bracket und einem zugehörigen orthodontischen Bogen bestehen. Dieser wird in eine Nut im Rumpf des Brackets eingebracht, wo er Kräfte und Momente übertragen kann. Dort ist für eine bessere Passung des Bogens typischerweise ein gewisses Spiel vorhanden, was jedoch dazu führen kann, dass die gewünschten Kräfte und Momente nicht vollständig übertragen werden. Um der Schwierigkeit der undefinierten Kraft- und Momentensysteme zu begegnen, wurde im Vorfeld dieser Arbeit ein Bracket neu entwickelt, indem die Form der Nut in eine spielfreie Geometrie überführt wurde. Neben der intrinsischen Spielfreiheit wurden in dieses Bracket auch Festkörpergelenke integriert, die eine ausgezeichnete Verformbarkeit bei gleichzeitig geringen Abmessungen ermöglichen. Zur Unterstützung dieser Verformbarkeit wurde als Werkstoff für das Bracket superelastisches Nickel-Titan (NiTi) verwendet, das eine sehr hohe Dehnbarkeit aufweist. Diese beiden Parameter, Gestaltung und Werkstoff, bestimmen im Zusammenspiel die Effektivität und Präzision der Kraftübertragung und haben somit einen direkten Einfluss auf die Bewegung der Zähne im Kiefer.

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die theoretische und experimentelle Untersuchung dieser Parameter sowie deren Weiterentwicklung im Hinblick auf die Verbesserung der Dauerfestigkeit.

## 1.1 Aufbau kieferorthopädischer Brackets

### 1.1.1 Design

Brackets sind so gestaltet, dass sie einen kieferorthopädischen Bogen aufnehmen und halten können. Mechanisch sind sie daher mit einem klassischen Lineargleitlager bzw. einer Linearführung zu vergleichen. Diese sind dazu gedacht „relativ zueinander bewegte Teile möglichst genau, reibungsarm und verschleißfrei [zu] führen und Kräfte zwischen den Reibpartnern [zu] übertragen“ (Deters und Bartel 2020, Seite 331). Ebendiese Anforderungen erfüllen Brackets durch ihren Aufbau, da sie Zähne entlang des Bogens führen, aber auch Kräfte und Momente übertragen können. Brackets bestehen dabei aus zwei Hauptelementen (Abbildung 1):

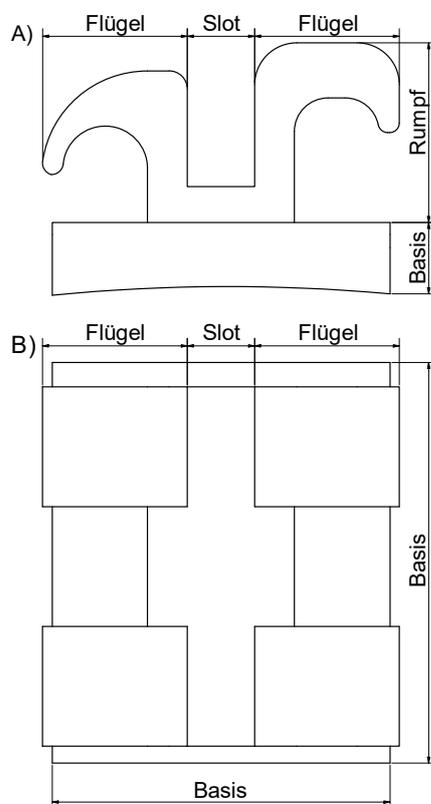
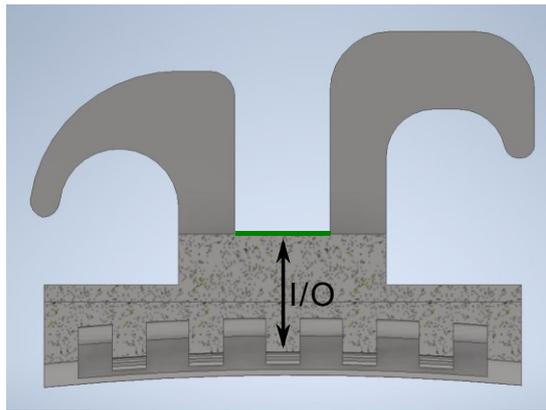


Abbildung 1: Schema eines Zwillings-Brackets. Das Bracket lässt sich in zwei Hauptelemente einteilen: die Basis und den Rumpf. Der Rumpf beinhaltet den Slot, der von mindestens zwei Bracket-Flügeln eingerahmt wird. A) Seitenansicht B) Aufsicht.

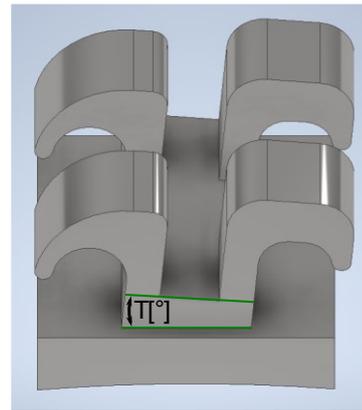
- Zum einen die Basis, welche als Schnittstelle zum Zahn dient. Hier wird mittels Adhäsiven eine stoffschlüssige Klebeverbindung zur Zahnkrone aufgebaut.
- Zum anderen der Bracket-Rumpf, der dazu dient, in der meist quaderförmigen Aussparung, dem Slot, den kieferorthopädischen Bogen aufzunehmen. Begrenzt wird der Slot von den Flügeln, die den Slot nach zwei Seiten abschließen und die Befestigung weiterer Behandlungselemente erlauben. Dazu zählen zum Beispiel Ligaturen - Metalldrähte oder Gummiringe, die den Slot nach oben abschließen.

Diese Bauweise wird als Zwillings- oder Twin-Bracket bezeichnet, da die Flügel paarweise auftreten. Neben dieser klassischen Bracket-Form, die das Anbringen einer zusätzlichen Ligatur erfordert, erweitern selbstligierende Brackets das Spektrum. Diese stimmen im Aufbau weitestgehend mit den Zwillings-Brackets überein, jedoch besitzen sie zusätzliche Klappen oder

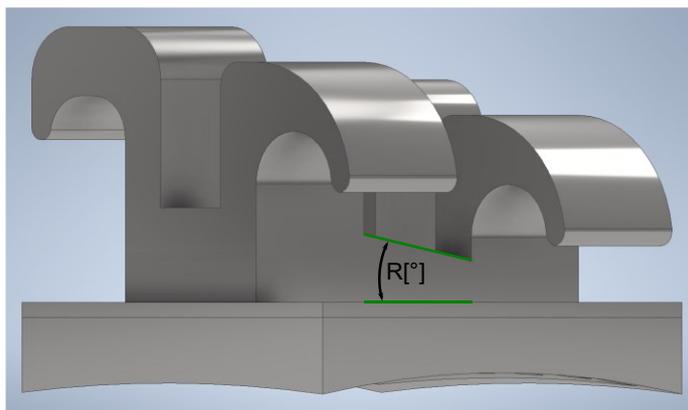
Clips an der Oberseite des Brackets, welche die Funktion der externen Ligatur übernehmen. Verschließt eine Klappe den Slot, ohne den Bogen zu berühren, dann wird das Bracket „passiv selbstligierend“ genannt. Appliziert die Klappe jedoch aktiv eine Kraft auf den Bogen im Slot, wird das System „aktiv selbstligierend“ genannt.



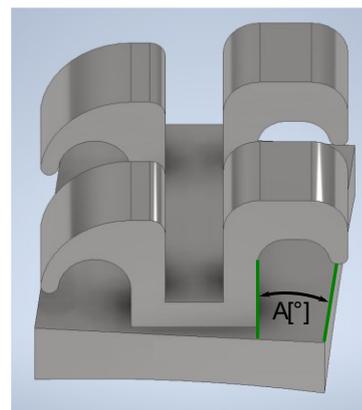
A) In/Out (=I/O)



B) Torque



C) Rotation



D) Angulation

Abbildung 2: 3D-CAD Modelle der gebräuchlichsten Geometrieanpassungen bei Brackets. A) Das In/Out oder I/O Verhältnis beschreibt den geringsten Abstand von Slotboden zur Berührungsfläche mit der Zahnkrone. B) Der Winkel zwischen der kurzen Slotseite und Basis wird als Torque bezeichnet. C) Der Winkel zwischen der Längsachse des Slots und der Basis wird als Rotation bezeichnet. D) Der Winkel zwischen der Längs-Mittelachse des Slots zur entsprechenden Achse der Basis wird als Angulation bezeichnet.

In diesen grundlegenden Aufbau können, abhängig von der verwendeten Behandlungstechnik, weitere geometrische Parameter in das Bracket integriert werden (vgl. Abbildung 2). Daher sind bei der heutzutage gängigen „straight-wire“ Technik die gewünschten Endpositionen der Zähne bereits als Winkel im Bracket vorgesehen (Andrews 1989). Dazu zählt neben den voreingestellten Winkeln zwischen Basis und Rumpf (Torque, Angulation, Rotation), auch der geringste Abstand zwischen Slot-Boden und Zahnoberfläche (In/Out = I/O). Diese Gestaltungselemente lenken den Draht aus seiner spannungsfreien Lage aus und erzeugen dadurch Kräfte und Momente zwischen Bogen und Slot, die über die Bracket-Basis auf den Zahn übertragen werden.

Eine weitere Möglichkeit durch den kieferorthopädischen Bogen Kräfte zu erzeugen, ist das direkte Einbringen von Biegungen oder Torsionen in den Bogen. Dieses Prinzip wird vor allem in der „edgewise“ Technik angewandt. Die Parameter „Torque“, „Angulation“, „Rotation“ und „I/O“ werden durch verschiedene Arten bzw. Ausrichtungen der Biegungen bestimmt. Daneben

kann durch eine Torsion des Bogens ein Drehmoment erzeugt werden. Da bei dieser Technik der Bogen für jeden Patienten individuell angepasst werden muss und da wegen des händischen Biegens in höherem Maße Variationen beispielsweise in der Kraftabgabe möglich sind, wird diese Technik kaum noch angewandt. Für manche Behandlungssituationen werden jedoch auch bei „straight-wire“ Systemen zusätzliche Biegungen oder Torsionen in die Bögen eingebracht.

Zur besseren Orientierung muss ein Koordinatensystem der Brackets definiert werden, angelehnt an die kieferorthopädischen Richtungskonventionen im Kiefer. Der Koordinatenursprung befindet sich in der Mitte des Slot-Bodens. Wie in Abbildung 3 gezeigt ist die x-Achse parallel zu den Slot-Wänden und senkrecht zum Slot-Boden bzw. in sagittaler Richtung ausgerichtet. Die y-Achse in Richtung der Okklusionsebene, d.h. senkrecht zu den Flügeln und parallel zum Slot-Boden. Zuletzt ist die z-Achse parallel zum Slot-Boden entlang dessen Längsachse ausgerichtet, d.h. in mesial-distaler Richtung.

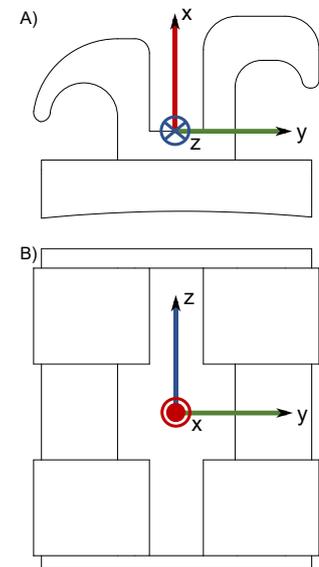


Abbildung 3: Koordinatensystem der Brackets. Ursprung ist der Mittelpunkt des Slotbodens.

### 1.1.2 Mechanik

Zur Abschätzung der Kraft- und Momentsysteme im Bracket können die Mittel der technischen Mechanik verwendet werden. Um das mechanische Verhalten eines Brackets darzustellen kann es mit einem bzw. zwei einseitig eingespannten Balken verglichen und anschließend mit aus der linearen Balkentheorie bekannten Gleichungssystemen beschrieben werden.

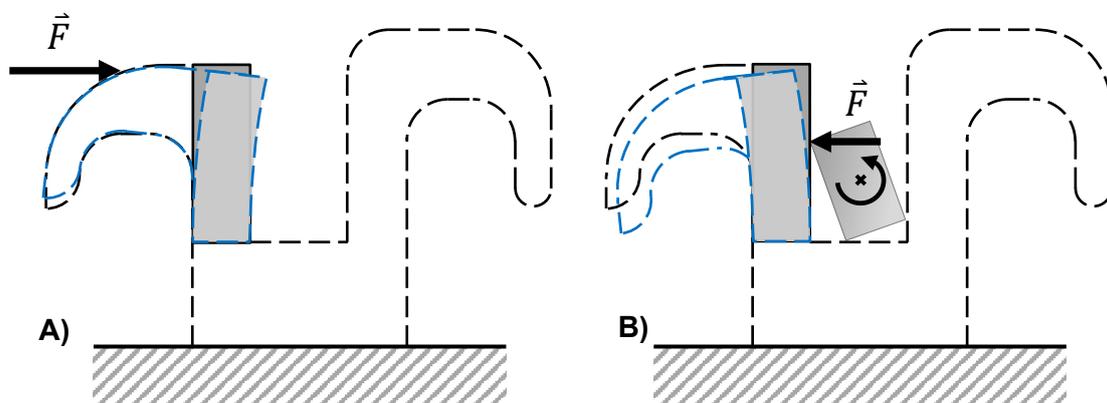


Abbildung 4: Schema der Darstellung eines Bracket-Flügels als einseitig eingespannter Balken. A) Eine Kraft wirkt von außen, vergleichbar mit dem Einfluss einer Ligatur oder auch beim Kauen entstehenden Kräften. B) Die Kraft wirkt von „Innen“ auf das Bracket vergleichbar mit einem tordierten Draht im Slot. Für beide Szenarien sind mögliche Verformungen noch mit eingezeichnet.

Durch eine Unterteilung in mehrere statische Schritte mit unterschiedlichen Lastszenarien können auch die resultierenden Belastungen und Verformungen am Bracket durch Torsion oder Bewegungen des eingebetteten Bogens abgeschätzt werden. Es sei ergänzend angemerkt, dass die im folgenden gezeigten Zusammenhänge auch für die mechanische Beschreibung des kieferorthopädischen Bogens verwendet werden können. Da sich der Querschnitt eines Bracketflügels über seine Länge bei vielen Modellen kaum ändert, wird dieser als konstant angenommen. Somit werden für die mechanische Beschreibung die Gleichungen für Balken konstanten Querschnitts verwendet. Ebenso soll das Hooke'sche Gesetz gültig sein. Die Beanspruchung eines Flügels entspricht einer Biegebeanspruchung eines an einer Seite eingespannten und somit statisch bestimmt gelagerten Balkens. Zur weiteren Beschreibung verschiedener Lastfälle soll zunächst die Abhängigkeit der Durchbiegung von der Entfernung zur wirkenden Kraft gezeigt werden. Dies geschieht über die Gleichung der Biegelinie (Villwock und Hanau 2020):

$$w(x) = \frac{F}{2EI_y} \cdot \left[ l \cdot x^2 - \frac{x^3}{3} \right] \quad (1)$$

Dabei ist:  $F$  = angreifende Kraft;  $x$  = Abstand der angreifenden Kraft, gemessen von der Einspannstelle (hier: Bracket-Basis);  $l$  = Länge des Balkens;  $E$  = E-Modul des Balkenmaterials;  $I_y$  = Flächenträgheitsmoment in Richtung der angreifenden Kraft.

Der Extremfall einer am Ende des Balkens angreifenden Kraft entspricht dem Belastungsfall A) „Einleitung einer punktuell wirkenden Kraft an der Balkenspitze“ (vgl. Abbildung 4). Die Durchbiegung  $f$  am Balkenende berechnet sich von Gleichung (1) ausgehend nach folgendem Zusammenhang (Villwock und Hanau 2020):

$$f = w(x = l) = \frac{Fl^3}{3EI_y} \quad (2)$$

Der dazugehörige Biegewinkel am Punkt des Kraftangriffs ( $x = l$ ) ist die erste Ableitung von Gleichung (1) und wird folgendermaßen bestimmt (Villwock und Hanau 2020):

$$w'(x) = \alpha = \frac{Fl^2}{2EI_y} \quad (3)$$

Die Variablen sind dieselben wie die in Gleichung (1) verwendeten.

Im Gegensatz dazu kann der Belastungsfall B) „Einleitung der Kraft an einer beliebigen Stelle längs des Balkens“ mit Belastungsszenarien durch exzentrische Krafteinleitung oder durch eine Krafteinleitung über tordierte Bögen verglichen werden. Es ist leicht zu erkennen, dass die

Einleitung der Kraft in Abhängigkeit ihrer Position auf der Längsachse des Balkens betrachtet werden muss. In diesem Fall lässt sich die Durchbiegung durch eine Aufteilung des Lastfalles beschreiben. Zunächst berechnet man die Biegung des Balkens bis zur Länge  $x$  (=Position an der die Kraft angreift). Diese Auslenkung kann analog zum Szenario A) mit den Gleichungen (2) und (3) berechnet werden. Dazu wird der Balken bzw. der Bracket-Flügel in zwei Teile geteilt an dem Punkt an dem die Kraft angreift, wie in Abbildung 5 zu sehen ist .

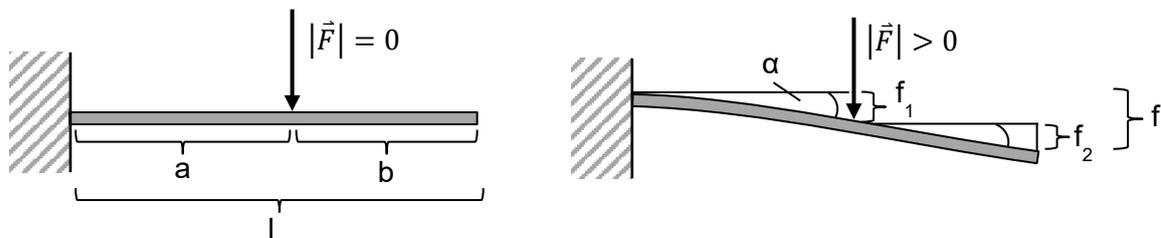


Abbildung 5: Schemazeichnung zur Berechnung eines nicht am Ende belasteten Balkens. Die Kraft  $F$  greift an einem Punkt auf der Länge des Balkens mit dem Abstand  $a$  von der Befestigung an. Zur Berechnung der gesamten Durchbiegung wird die Durchbiegung  $f_1$  eines Balkens mit der Länge  $a$  berechnet, sowie dessen Biegewinkel. Mit der übrigen Länge  $b$  des Balkens sowie des Biegewinkels kann über trigonometrische Beziehungen die zusätzliche Auslenkung  $f_2$  berechnet werden. Durch Summierung der beiden Auslenkungen kann die gesamte Auslenkung  $f = f_1 + f_2$  ermittelt werden.

Damit kann der Teil des Balkens mit der Länge  $a$  bis zum Angriffspunkt der Kraft wie ein einseitig bestimmt gelagerter Balken betrachtet werden. Die Auslenkung dieses Teilbalkens berechnet sich, indem statt der Länge  $l$  die Teillänge  $a$  eingesetzt wird:

$$f_1 = \frac{Fa^3}{3EI_y} \quad (4)$$

In gleicher Weise kann der Winkel der Auslenkung (Neigung) dieses Balkens berechnet werden an der Stelle  $x = a$ :

$$w'(x) = \alpha = \frac{Fa^2}{2EI_y} \quad (5)$$

Die zusätzliche Auslenkung, die der unbelastete Teil des Balkens erfährt, kann mit Hilfe dieses Winkels  $\alpha$  bestimmt werden. Die Strecke  $b = (l - a)$  ist dabei die Hypotenuse, die zusätzliche Durchbiegung  $f_2$  die Gegenkathete des Winkels. Die zusätzliche Durchbiegung des Balkens ist also:

$$f_2 = \sin \alpha \cdot (l - a) \quad (6)$$

Die gesamte Durchbiegung  $f$  am Balkenende lässt sich dann folgendermaßen berechnen:

$$f = f_1 + f_2 = \frac{Fa^3}{3EI_y} + \sin \left( \frac{Fa^2}{2EI_y} \right) \cdot (l - a) \quad (7)$$

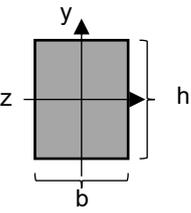
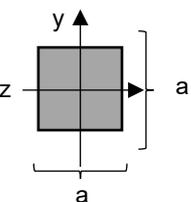
Bei kleinen Biegewinkeln ( $<7^\circ$ ) kann die Kleinwinkelnäherung  $\sin \alpha \approx \alpha$  angewendet werden:

$$f = f_1 + f_2 = \frac{F a^3}{3EI_y} + \left( \frac{F a^2}{2EI_y} \right) \cdot (l - a) \quad (8)$$

Somit lässt sich auch die Durchbiegung bei einem Lastszenario nach Abbildung 4 B) recht einfach abschätzen.

Wie aus den obigen Gleichungen (1) - (8) ersichtlich wird ist die Durchbiegung abhängig vom Flächenträgheitsmoment  $I$  und dem Elastizitätsmodul  $E$  des Balkens, der Lagerung des Balkens, sowie dem Lastfall. Das Flächenträgheitsmoment  $I$  wiederum wird aus der Geometrie und der Ausrichtung des Balkens berechnet. In untenstehender Tabelle 1 sind exemplarisch einige Flächenträgheitsmomente  $I$ , sowie analog die entsprechenden Widerstandsmomente  $W$  aufgeführt. Die vorgestellten Geometrien tauchen entweder bei der Gestaltung der Bracket-Flügel oder auch als Querschnitt von verwendeten Bögen auf.

Tabelle 1: Einige wichtige Flächenträgheits- ( $I$ ) und Widerstandsmomente ( $W$ ) einfacher geometrischer Formen. Bei nicht in beide ( $y$  &  $z$ ) gezeigten Raumrichtungen symmetrischen Formen unterscheiden sich Flächenträgheits- und Widerstandsmoment richtungsabhängig voneinander (nach Villwock und Hanau 2020).

Geometrie & Ausrichtung	Flächenträgheitsmoment [ $\text{mm}^4$ ]	Widerstandsmoment [ $\text{mm}^3$ ]
	$I_y = \frac{bh^3}{12}$	$W_y = \frac{bh^2}{6}$
	$I_z = \frac{hb^3}{12}$	$W_z = \frac{hb^2}{6}$
	$I_y = I_z = \frac{a^4}{12}$	$W_y = W_z = \frac{a^3}{6}$

Flächenträgheitsmomente werden im Allgemeinen benötigt, um Spannungen sowie Verformungen, welche bei einer Biegebelastung erzeugt werden, zu berechnen. Widerstandsmomente sind ein Maß dafür, wie hoch der Widerstand eines Balkens gegen die Verspannung bei bestimmten Belastungssituationen ist. Es berechnet sich aus dem Verhältnis von Flächenträgheitsmoment zum Abstand des Punktes der größten Spannung zur neutralen Faser (Gross et al. 2021). Betrachtet man Gleichung (2) unter Verwendung der Flächenträgheits- bzw. Widerstandsmomente aus Tabelle 1, so kann man die Auswirkungen von Drehmomenten und Kräften auf die Verformung klassischer Zwilling brackets bereits abschätzen. Da das Flächenträgheits-

moment im Nenner von Gleichung (2) steht, bedingt eine Erhöhung desselben eine Verringerung der resultierenden Durchbiegung bei gleichbleibender Kraft. Im Allgemeinen genügt es daher, den Querschnitt der Bracket-Flügel zu erhöhen, um auftretenden Biegekräften ausreichend Verformungswiderstand entgegenzusetzen. Gleichzeitig kann man davon ausgehen, dass eine verringerte Amplitude der Durchbiegung die Wahrscheinlichkeit von Materialversagen minimieren kann.

### 1.1.3 Werkstoff

Neben den geometrischen Parametern beeinflusst auch das Material die mechanischen Eigenschaften eines Brackets. Dies ist jedoch unabhängig von dessen Form. Betrachtet man wiederum Gleichung (2) so steht im Nenner der Elastizitätsmodul (E-Modul) des verwendeten Materials. Gültig sind diese Beschreibungen jedoch nur für den Bereich konventioneller Materialien, die dem Hooke'schen Gesetz folgen und eine lineare Abhängigkeit von Spannung und Dehnung besitzen. Der E-Modul ist die Proportionalitätskonstante dieser Abhängigkeit ( $\sigma = E \cdot \epsilon$ ). Die meisten Brackets sind heutzutage aus Edelstählen, wie z.B. W.Nr. 1.4548, W.Nr. 1.4404 oder vermehrt auch aus nickelfreien Stählen wie W.Nr. 1.4456 gefertigt. Des Weiteren sind Brackets aus mono- oder polykristallinem Aluminiumoxid ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ , „Keramik“ (Kusy und O'Grady P 2000)), aus Kunststoff mit oder ohne Glasfaserverstärkung, erhältlich. Einige wenige Brackets sind komplett oder teilweise aus den superelastischen Nickel-Titan Legierungen gefertigt.

Aus diesen Werkstoffgruppen weisen hochlegierte Stähle, sowie Keramiken hohe E-Moduln auf. Diese liegen bei Stählen um 215 GPa (Hornbogen et al. 2012) und bei Keramiken bei 300 – 400 GPa (Munro 2002). Damit erlaubt der ausgewählte Werkstoff einen hohen Widerstand gegen Verformung zu erreichen, wie es bei extremen Kraftwerten, z.B. beim Kauen, erforderlich ist. So können bei Erwachsenen maximale Kaukräfte von bis zu 1243 N gemessen werden (Gibbs et al. 2002), bei Kindern und Jugendlichen sind zwischen 480 N und 1100 N möglich. (Kamegai et al. 2005). Diese Kräfte können zudem abhängig vom Zahnstatus variieren (Schönhoff et al. 2019). Es ist davon auszugehen, dass die Kaukräfte im Mittel üblicherweise deutlich unter diesem Maximum liegen. Da Brackets bukkal oder ligal auf der Zahnkrone angebracht werden sind diese in den allermeisten Fällen nur einer indirekten Belastung durch das Kauen ausgesetzt. Messdaten zu den einwirkenden Kräften aufgrund der Mastikation gibt es jedoch in der Literatur nicht. Zuletzt sind die Brackets in einer kieferorthopädischen Apparatur mit einem Bogen verbunden, wodurch sich auftretende Belastungen auf mehrere Brackets verteilen können. Es wirken also in der Regel beim Kauen

eher geringere Belastungen auf das Bracket. Eine Kombination der Flügel mit ausreichend groß dimensioniertem Querschnitt und entsprechenden Materialien verspricht also eine hohe Effizienz bei der Kraftübertragung sowie einen ausreichend großen Widerstand gegen hohe Belastungen.

## 1.2 Aufbau V-Slot Bracket

### 1.2.1 Design

Vergleichbar zu den klassischen Bracket-Formen (Kapitel 1.1.1) wurde zur Definition der Slot-Form für ein neuartiges Bracket (redsystem GmbH, München, Deutschland) auf eine weitere Bauweise der Linearführung zurückgegriffen. Statt einer rechtwinkligen Führung entschied man sich für eine Dreiecks- oder Schwalbenschwanzführung. Dieses Prinzip hat den Vorteil, dass es intrinsisch spielfrei ist und durch den Aufbau eine hohe Präzision bei Führungsaufgaben erlaubt. Zur Implementierung dieses Führungsprinzips wurden die Gestaltung des Brackets und des komplementären Bogens angepasst. Dazu wurde die Form des Slots von einem Rechteck in eine Trapez- bzw. V-Form überführt (Wichelhaus 2017).

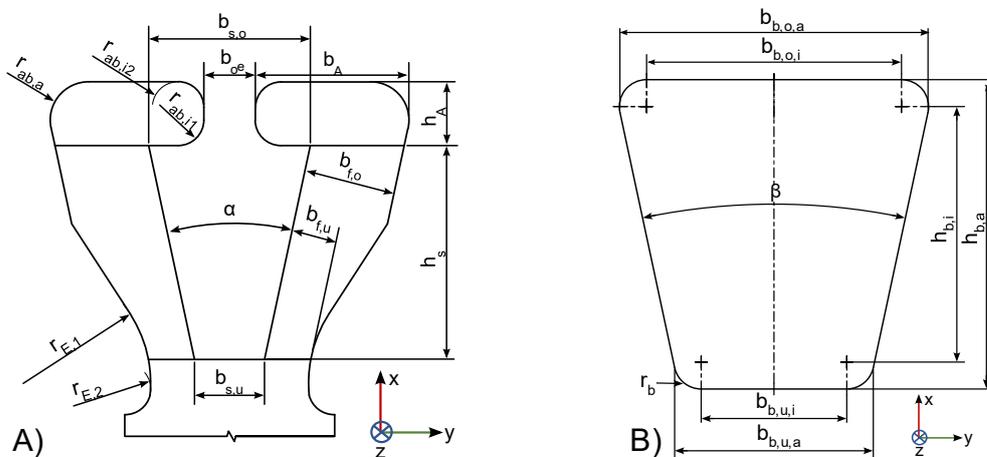


Abbildung 6: Schemazeichnungen des V-Slot Bracket-Rumpfes (A), sowie des zugehörigen V-Bogens (B). Eingefügt sind die Bemaßungen für das Bracket  $b_{s,o}$  = Breite Slot oben;  $b_{s,u}$  = Breite Slot unten;  $b_{f,u}$  = Breite Flügel unten;  $b_{f,o}$  = Breite Flügel oben;  $h_s$  = Höhe Slot;  $\alpha$  = Winkel zwischen den Flügeln;  $b_{oe}$  = Breite Öffnung;  $b_A$  = Breite Abschluss;  $h_A$  = Höhe Abschluss;  $r_{ab}$  = Radien des Abschlusses;  $r_E$  = Radien der Einschnürung. Ebenso sind die Bemaßungsparameter des Bogens (B) zu sehen:  $b_{b,o,a}$  = Breite Bogen oben außen;  $b_{b,o,i}$  = Breite Bogen oben innen;  $b_{b,u,a}$  = Breite Bogen unten außen;  $b_{b,u,i}$  = Breite Bogen unten innen;  $h_{b,i}$  = Höhe Bogen innen;  $h_{b,a}$  = Höhe Bogen außen;  $r_b$  = Radius Bogen;  $\beta$  = Winkel zwischen den Seiten des Bogens. Beide Abbildungen haben einen unterschiedlichen Maßstab.

Die Flügel des Brackets schließen den Slot jedoch auch weiterhin wie zuvor nach zwei Seiten ab. Gleichzeitig wurden die Enden der Flügel ( $b_A$ ) in Richtung der Slot-Mitte verlängert (vgl.

Abbildung 6 A)), um zu verhindern, dass sich ein eingelegter Bogen aus dem Slot unbeabsichtigt nach oben heraus bewegt. Des Weiteren erlauben diese Verlängerungen das Anbringen zusätzlicher Behandlungselemente. Der zweite Teil der Führung, der Bogen, wurde ebenso entsprechend in eine Trapezform geändert (vgl. Abbildung 6 B)). Die Höhe des Slots  $h_s$  wurde größer als die Höhe des Bogens  $h_{b,a}$  gewählt. Dies sorgt für eine automatische Zentrierung des Bogens im Bracket-Slot und gilt nicht nur für V-förmige Bögen, sondern auch für Rundbögen. Zusammen mit dem geringen Spiel des Bracket-Bogen-Systems führt dies, zu einer hohen Kontrolle der eingeleiteten Kräfte und der resultierenden Momente. So muss beispielsweise bei einer Torsion des Bogens im Slot nahezu kein Spiel überbrückt werden, bis das Moment wirksam auf den Zahn übertragen wird. Ebenso soll ein Verkanten des Bogens im Slot durch die Formgebung vermieden werden.

### 1.2.2 Mechanik

Die Prinzipien der mechanischen Beschreibung des V-Slot-Brackets decken sich mit den für klassische Brackets in Kapitel 1.1.2 vorgestellten Gleichungen. Da das Flügel-Design jedoch initial so gewählt wurde, dass es eine große Flexibilität erlaubt, ist eine genauere Betrachtung nötig. In den ersten Iterationen des Bracket-Designs und somit am Ausgangspunkt für die im Weiteren durchgeführten Verbesserungen, wurden beide Flügel mit einer Art Einschnürung des Querschnitts im Bereich des Slots versehen. Diese Einschnürungen dienten ursprünglich als Festkörpergelenke und sollen das Einlagern des Bogens durch elastische Verformung ermöglichen. An beiden Flügeln verringert sich dabei der Querschnitt auf Höhe des Slot-Bodens wie Abbildung 6 A) zu erkennen ist. Da sich auftretende Spannungen bzw. die entsprechenden Dehnungen im Bereich des kleinsten Querschnitts konzentrieren, wird sich der jeweilige Flügel dort reproduzierbar verformen und ermöglicht somit ein einfaches Einbringen des Bogens. Jedoch führt die Spannungskonzentration an einem Punkt bzw. in einem bestimmten Bereich auch zu einer höheren Wahrscheinlichkeit einer Überlastung in diesem Gebiet. Erste Prototypen dieses Bracket-Typs zeigten frühzeitige Ermüdungsbrüche im Bereich der Festkörpergelenke, so dass weitere Design-Änderungen und Untersuchungen erforderlich wurden. Dabei sollte die Mechanik der Bracket-Flügel dahingehend geändert werden, dass ein Kompromiss zwischen hoher und reproduzierbarer Flexibilität und Stabilität bei zyklischer Beanspruchung erreicht wird. Zudem ist noch eine spezifische Berechnung der Flächenträgheitsmomente notwendig, da die Flügel nicht mehr mit einfachen rechteckigen Balken vergleichbar sind. Wie in Abbildung 6 A) zu sehen ändern die Flügel ihren Querschnitt entlang ihrer Längsachse (=x-Achse). Dies macht es nötig die Flächenträgheitsmomente mit einer Abhängigkeit der Position auf der x-Achse zu

berechnen. Dazu wird in die in Tabelle 1 gezeigten Gleichungen eine von  $x$  abhängige Breite bzw. Höhe (abhängig von der Ausrichtung) eingesetzt und daraus das Trägheitsmoment berechnet.

### 1.2.3 Werkstoff

Der Werkstoff für das V-Slot-Bracket garantiert, ebenso wie sein Design, eine erhöhte Flexibilität im Vergleich zu klassischen Strukturmaterialien. Ein Werkstoff, der diese beiden Anforderungen erfüllen kann, wurde in binären, annähernd stöchiometrischen Nickel-Titan (NiTi) Legierungen gefunden. Deren besondere Eigenschaften, wie das Formgedächtnis oder die hohe scheinbar elastische Dehnbarkeit, sind seit der Entdeckung des Materials in den 1960er Jahren von großem Interesse in Forschung und Entwicklung. Den Beginn der intensiven Erforschung dieser Legierungen stellt die Entdeckung des Formgedächtnisses bei NiTi durch William J. Buehler und Frederick Wang im Naval Ordnance Laboratory der US-Navy dar (Buehler et al. 1963). Daher leitet sich auch der Name der Legierung „Nitinol“ ab; er ist ein Akronym für „Nickel Titanium Naval Ordnance Laboratory“.

Es handelt sich dabei um eine intermetallische Verbindung, d.h. beide Atomsorten bilden eine, als CsCl („Cäsium-Chlorid“) oder B2 Gitter bezeichnete, Gitterstruktur (Wayman und Duerig 1990). Diese kann in zwei allotropen Kristallstrukturen oder auch Phasen vorliegen, die sich in ihren physikalischen Eigenschaften deutlich unterscheiden. Welche der beiden Phasen vorliegt hängt von der jeweiligen Temperatur und der äußeren mechanischen Spannung ab. Die Hochtemperaturphase, Austenit genannt, ist ein kubisch primitives Kristallgitter (vgl. Abbildung 7). Die Tieftemperaturphase, Martensit genannt, weist bei NiTi hingegen eine monokline Kristallstruktur auf.

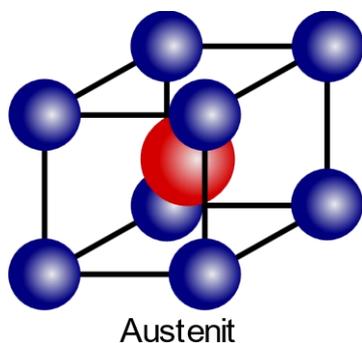


Abbildung 7: Elementarzelle der NiTi-Hochtemperaturphase Austenit. Die blauen Kugeln stellen Nickelatome dar, die rote Kugel das Titanatom. Beide Kristallgitter sind kubisch primitiv, jedoch entsteht durch die Überlagerung beider Gitter der Eindruck einer kubisch raumzentrierten Struktur. Durch diesen Aufbau mit einem „fremden“ Atom im Zentrum ist der NiTi-Austenit ein Vertreter der CsCl oder B2 Kristallstrukturen.

Die reversible, martensitische Phasenumwandlung zwischen dem Martensit und dem Austenit ist die Ursache für die speziellen Eigenschaften der Formgedächtnislegierungen. Kühlt die austenitische Phase spannungsfrei unter die Martensit-Start Temperatur  $M_s$  ab, so beginnt sie sich

in den Martensit umzuwandeln. Das Martensitgitter ist unter diesen Bedingungen die thermodynamisch stabilere Phase. Bei der martensitischen Umwandlung handelt es sich um eine diffusionslose Verschiebungstransformation. Dabei verformt sich zunächst das Kristallgitter durch eine kooperative Scherbewegung. Diese sukzessive Verschiebung der Kristallgitterebenen würde in einer großen Volumenänderung aufgrund des Scherwinkels von ca.  $20^\circ$  kumulieren, was einen energetisch ungünstigen Zustand darstellt. Damit das Gitter einen energetisch günstigeren Zustand erreicht, erfolgt zeitgleich eine gitterinvariante Scherung durch Bildung hochbeweglicher Zwillingsgrenzen, auch Selbstakkomodation genannt (vgl. Abbildung 8). Dieser Vorgang ist energetisch günstiger als die Bildung sogenannter Stapelfehler, die mit plastischer Verformung einhergehen würden und damit irreversibel wären. Im Ergebnis ist damit die kooperative Scherbewegung der Kristallstruktur ohne äußere Spannung sowie makroskopisch auch ohne Formänderung möglich. Die Abwesenheit von Stapelfehlern ist dabei eine wichtige Voraussetzung für die Reversibilität der Umwandlung.

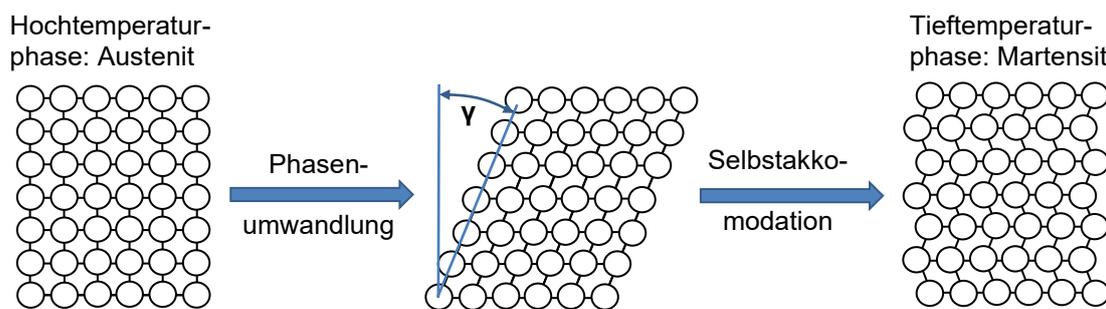


Abbildung 8: Bei der Abkühlung kommt es zu einer Phasenumwandlung, genauer einer Scherung, und zeitgleich zu einer Selbstakkomodation durch Zwillingsbildung. Dies dient der Verringerung innerer Spannungen, die durch den hohen Scherwinkel auftreten und zu plastischen und damit irreversiblen Defekten führen würden. Die Hochtemperaturphase Austenit wandelt sich dabei in die Tiefemperaturphase Martensit um.

Die Selbstakkomodation ermöglicht eine Umwandlung, bei der das Volumen annähernd konstant bleibt, während sich das Kristallgitter drastisch ändert. Die sich bildenden Kristalle sind jeweils paarweise spiegelsymmetrisch zueinander; sie sind „Zwillinge“. Bei der Temperatur  $M_f$  (=Martensit finish) ist die Umwandlung vollständig abgeschlossen. Wird das Material anschließend wieder erwärmt, so beginnt eine Rückumwandlung in den Austenit. Diese startet bei der Austenit-Start Temperatur  $A_s$  und endet mit der vollständigen Rückumwandlung bei der Austenit-Finish Temperatur  $A_f$  (Wayman und Duerig 1990).

In der verzwilligten Martensitstruktur bleiben die Bindungen der Atome zu ihren nächsten Nachbarn erhalten, wodurch die Zwillingsgrenzen sehr beweglich sind. Wird der Martensit verformt, so basiert dies zunächst auf der Aktivierung der hochbeweglichen Zwillingsgrenzen,

wodurch sich eine, von der Orientierung der äußeren Spannung abhängige, bevorzugte Martensitvariante bildet. Dieser Vorgang wird „Entzwilligen“ genannt und sorgt dafür, dass die Probe zunächst nur scheinbar plastisch verformt wird. Bleibt die Temperatur unter  $M_f$  bleibt diese Verformung bestehen. Bei einer Erwärmung über  $A_f$  tritt die thermisch induzierte Phasenumwandlung auf und der Werkstoff kehrt wieder in seine ursprüngliche Form zurück, da es unabhängig von der vorherrschenden Martensitvariante nur eine einzige Austenitvariante gibt. Da sich das Material scheinbar an seine frühere Form erinnert, wird dieser Vorgang als (thermischer) Formgedächtniseffekt bezeichnet.

Befindet sich das Material bei Temperaturen oberhalb  $A_f$  in einem spannungslosen Zustand ist der Austenit die thermodynamisch stabile Phase. Erfolgt bei diesen Bedingungen eine ausreichende mechanische Belastung, so wird der Austenit zunächst elastisch gedehnt bis zu einer Spannung  $\sigma_s$ , ab der sich Martensit spannungsinduziert zu bilden beginnt. Dabei wird die kubische Elementarzelle des Austenits durch die äußeren Scherkräfte in eine monokline Martensit-Elementarzelle verzerrt, wie in Abbildung 9 zu sehen ist. Dieser so entstandene Martensit weist aufgrund des einwirkenden Spannungstensors eine Vorzugsorientierung der Martensitvarianten auf. Die Bildung von Vorzugsvarianten geht einher mit einer hohen scheinbar elastischen Dehnung, der sogenannten „Superelastizität“.

Zur Beschreibung des Einflusses äußerer Spannungen auf den Verlauf der Phasenumwandlung kann eine für die Metallphysik modifizierte Form der Gasgleichung nach Clausius-Clayperon verwendet werden (Elibol und Wagner 2015):

$$\frac{d\sigma}{dT} = \frac{\Delta H}{T_0 \cdot \Delta\epsilon} \quad (9)$$

Mit  $d\sigma/dT =$  Spannungs-Temperatur Gradient,  $\Delta H =$  Umwandlungsenthalpie,  $T_0 =$  Gleichgewichtstemperatur der martensitischen Umwandlung;  $\Delta\epsilon =$  Änderung der Dehnung

Aus dieser Gleichung (9) ist zu erkennen, dass sich die erforderliche Spannung für das Auftreten des spannungsinduzierten Martensits mit der Temperatur erhöht. Dieses Verhältnis wird auch Spannungsrate genannt. Je nach Zusammensetzung der Legierung ist ein Anstieg der um ca. 7 MPa/K möglich. Daher sollten in vitro Untersuchungen für medizinische Anwendungen superelastischer NiTi-Legierungen stets bei Körpertemperatur durchgeführt werden. Die Bildung des spannungsinduzierten Martensits ist bis zu einer Temperatur  $M_d$  möglich. Ab dieser Grenztemperatur ist die Bewegung von Versetzungen gegenüber der Bildung von Martensit thermodynamisch günstiger (Duerig und Zadno 1990; Wayman und Duerig 1990). Spannungsinduzierter Martensit kann also im Temperaturbereich zwischen  $A_f$  und  $M_d$  gebildet werden.

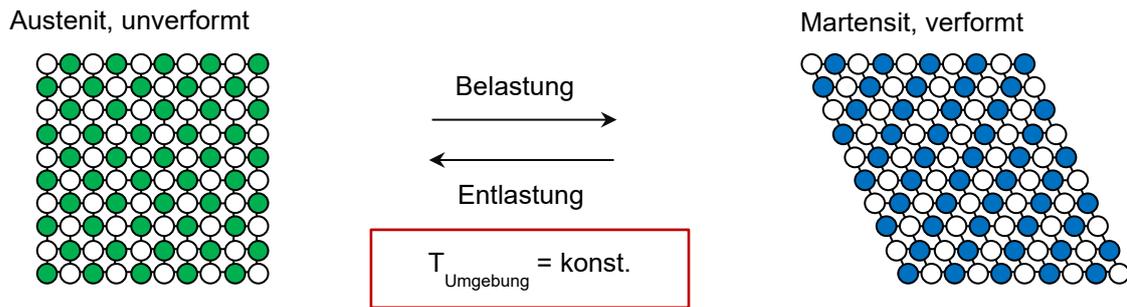


Abbildung 9: Bei Belastung von Austenit ( $T > A_f$ ) entsteht spannungsinduzierter Martensit. Dieser bildet sich bei Entlastung wieder reversibel in Austenit zurück.

Das außergewöhnliche mechanische Verhalten von NiTi wird am anschaulichsten im Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines Zugversuchs sichtbar. Der Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve lässt sich dabei in fünf Phasen unterteilen (Abbildung 10).

Bei Beginn der Verformung (Phase 1) liegt der Werkstoff vollständig austenitisch vor, und verformt sich hier rein elastisch mit dem E-Modul des Austenits durch reversible Änderung der atomaren Gitterabstände. Ab der Start-Spannung  $\sigma_{M,S}$  beginnt die Bildung spannungsinduzierten Martensits (Phase 2). Während der Umwandlung vom Austenit in den Martensit nimmt die Spannung so lange kaum zu, bis zu 100% Martensit bei  $\sigma_{M,E}$  (=Spannung am Ende der Bildung spannungsinduzierten Martensits) vorliegt. Dabei herrscht ein Gleichgewicht zwischen Neubildung von spannungsinduziertem Martensit und Zunahme der mechanischen Spannung, da die weniger günstig zum Spannungstensor orientierten Martensitvarianten eine etwas höhere Energie zur Umwandlung benötigen. Dies führt dazu, dass im Spannungs-Dehnungs-Diagramm ein Spannungsplateau sichtbar wird. Für die Keimbildung und Ausbreitung der martensitischen Umwandlung im Werkstoff wird ein gewisses Maß an Energie benötigt, die sogenannte Umwandlungsenthalpie  $\Delta H$  (vgl. Gleichung (9)). Ist das Gefüge vollständig in Martensit (z.B.  $\epsilon = 8\%$ ) umgewandelt, so steigt die Spannung bei weiterer Dehnung wieder linear an mit dem für die martensitische Phase typischen E-Modul aufgrund von Änderungen des Gitterabstandes der monoklinen Kristallstruktur. Anschließend folgt der Bereich plastischer Dehnung mit eintretender Irreversibilität. Da der spannungsinduzierte Martensit nur durch die applizierte Spannung induziert wird, kehrt der Werkstoff bei Entlastung auch wieder in die bei der vorliegenden Temperatur thermodynamisch stabilere austenitische Phase zurück. Somit ist die Phasenumwandlung solange vollständig reversibel, bis durch eine zu hohe mechanische Spannung irreversible Gleitung im Kristallgitter einsetzt. Auch die Rückumwandlung benötigt Energie, weshalb bei der Rückkehr vom spannungsinduzierten Martensit zum Austenit dem Werkstoff Wärme entzogen wird.

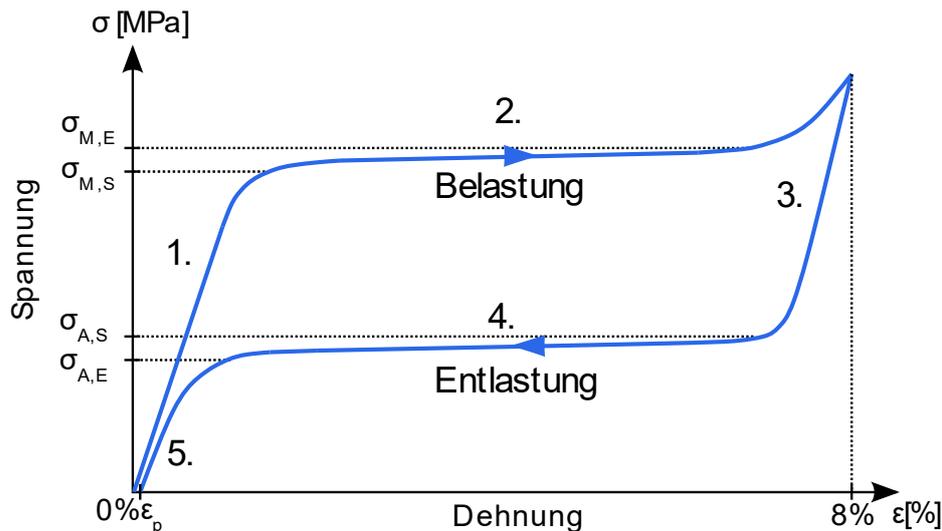


Abbildung 10: Exemplarische Spannungs-Dehnungs-Kurve eines pseudoelastischen NiTi Werkstücks. Der Verlauf lässt sich in fünf Phasen aufteilen: 1. Initialer Anstieg, Austenit liegt vor; 2. Spannungsplateau: Martensit wird ab der Grenzspannung  $\sigma_{M,S}$  spannungsinduziert gebildet, Martensit und Austenit liegen nebeneinander vor, das Plateau der Spannung endet bei vollständiger Umwandlung des Materials in Martensit bei  $\sigma_{M,E}$ ; 3. Das Material liegt komplett martensitisch vor; 4. Die Rückumwandlung in Austenit beginnt bei der Grenzspannung  $\sigma_{A,S}$ , diese liegt unter dem Belastungsplateau, da Umwandlungsenthalpie frei wird. 5. Das Material ist bei  $\sigma_{A,E}$  wieder vollständig austenitisch und kehrt zum Ausgangspunkt zurück, eine permanente Dehnung  $\epsilon_p$  kann zurückbleiben. Die Hysterese im Spannungsverlauf ist gut zu erkennen.

Dies hat eine Spannungshysterese zur Folge, weshalb die Rückumwandlung auf einem niedrigeren Spannungsniveau  $\sigma_{A,S}$  (=Austenit Start) erfolgt und bei  $\sigma_{A,E}$  (=Austenit Ende) vollständig ist. Unter Umständen kann eine permanente Dehnung  $\epsilon_p$  zurückbleiben. Da es sich nur um eine scheinbar elastische Verformung handelt, die auf einer reversiblen martensitischen Umwandlung beruht, spricht man von „Pseudoelastizität“ (Duerig und Zadno 1990). Aus Gründen des einfacheren Marketings werden sie auch als „superelastisch“ bezeichnet. Die möglichen reversiblen Dehnungen können bis zu 8% betragen sind oft jedoch niedriger (Plietsch 1997; Shaw 1995). Unter speziellen Bedingungen sind jedoch auch über 10% reversible Dehnung möglich (Chen et al. 2019). Es ist wichtig zu beachten, dass „typische“ Spannungs-Dehnungs-Kurven (vgl. Abbildung 10) nur durch solche Zugversuche erzeugt werden, die mit sehr langsamer Abzugsgeschwindigkeit arbeiten und somit die Wärmeabfuhr der Umwandlungsenthalpie aus dem Probenwerkstoff zulassen. Im Vergleich dazu können bei Torsions- oder Biegebelastung die Diagramme deutlich anders aussehen, was auf die Nichtlinearität der Dehnung über den Probenquerschnitt sowie die Asymmetrie des Werkstoffverhaltens bei Zug- im Vergleich zu Druckbeanspruchung zurückzuführen ist (Miyazaki 1990).

Das Niveau der Plateauspannungen und das Temperaturfenster, in dem die Superelastizität auftritt, lässt sich durch Kaltverfestigung in Kombination mit Wärmebehandlungen definieren und verändern. Durch Kaltumformen, beispielsweise beim Ziehen (=Herstellung) eines Drahtes,

werden Versetzungen in das Kristallgitter eingebracht, die die Ausbreitung der Umwandlungsfrent behindern. Dies stabilisiert die spannungsinduziert gebildete Martensitphase und erschwert die Bildung des Austenits (Miyazaki 1990). Gleichzeitig bieten die Versetzungen Keimstellen für die Bildung von Ni-reichen Ausscheidungen. So kann durch gezielte Kombination von Kaltumformung und Wärmebehandlungen eine für die technische Nutzung des Werkstoffs sinnvolle Austenitfestigkeit eingestellt werden, die dauerhaft hohe Reversibilität gewährleistet. Zu hohe Glühtemperaturen ( $T > 600^{\circ}\text{C}$ ) führen jedoch zur Rekristallisation und somit zur Bildung eines spannungs- und versetzungsfreien Gefüges. Je nach Dauer und Temperatur der Wärmebehandlung ändert sich somit die Festigkeit und die bleibende Dehnung sowie insbesondere die Lage der Umwandlungstemperaturen und des Entlastungsplateaus. (Duerig und Zadno 1990; Wichelhaus et al. 1997; Wichelhaus und Mertmann 2006).

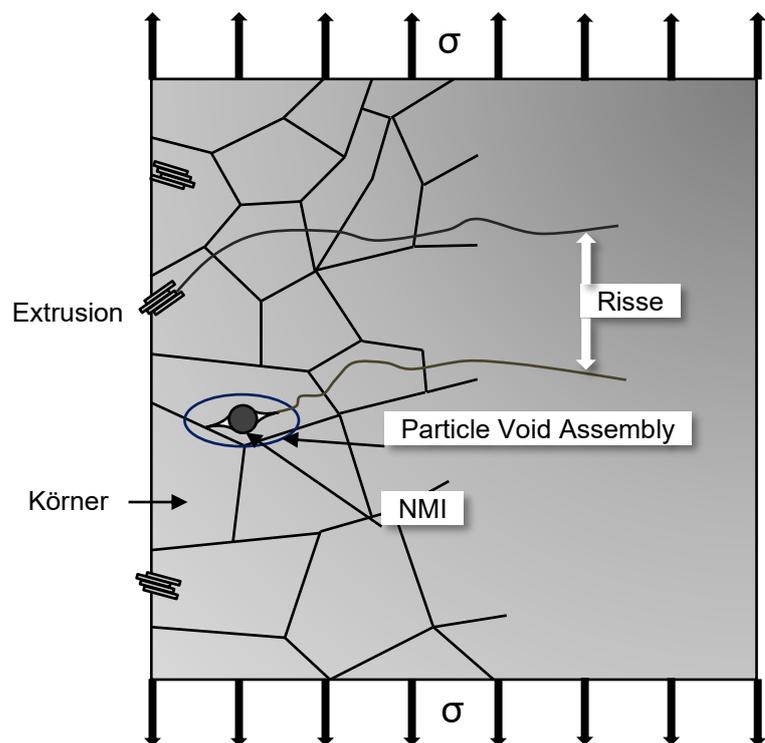
Da durch eine thermomechanische Behandlung die Eigenschaften der NiTi-Legierungen gezielt beeinflusst werden können, haben auch zyklische thermische oder mechanische Beanspruchungen einen Effekt auf die Eigenschaften der NiTi-Legierungen. Durch eine wiederholte mechanische Belastung erhöhen sich die Eigenspannungen im Material, wodurch die kritische Spannung für die Bildung des spannungsinduzierten Martensits kleiner wird, ebenso wie die Spannungs-Hysterese. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die auf Versetzungsbildung beruhenden Eigenspannungen die Bildung des spannungsinduzierten Martensits in bestimmten Vorzugsorientierungen unterstützen. Das Ausmaß dieser Effekte nimmt mit der Anzahl der Zyklen so lange ab, bis wieder ein Gleichgewichtszustand erreicht wird.

Durch die außergewöhnlichen mechanischen Eigenschaften finden binäre NiTi Legierungen in einer Vielzahl zum Teil sehr unterschiedlicher Anwendungen der Medizintechnik ihren Einsatz. Dazu zählen unter anderem Produkte wie Stents, Aortenklappen, Instrumente für die Minimal-invasive Chirurgie oder auch Behandlungselemente für die Kieferorthopädie, wie Bögen, Brackets und funktionale Apparaturen, wie Palatinalbögen, Schraubenfedern oder Segmentbögen (Wichelhaus und Sander 1995; Wichelhaus et al. 2004a; Wichelhaus et al. 2004b). Bei kieferorthopädischen Bögen ist insbesondere die Abgabe sehr konstanter Kräfte über einen weiten Dehnungsbereich während der Entlastungsphase (Rückumwandlung Martensit  $\rightarrow$  Austenit) interessant, wodurch die Zahnbewegung bei geringen, aber lange konstanten, Kräften wirkungsvoll unterstützt wird.

### 1.2.4 Ermüdungsverhalten

Bei zyklischen Belastungen kann es auch unterhalb des Beginns der plastischen Verformung („Streckgrenze“) nach einer bestimmten, materialspezifischen Anzahl an Zyklen zu Materialversagen kommen. Selbst bei moderaten zyklischen Lasten bilden sich bevorzugt an lokalen Inhomogenitäten Versetzungen und Stapelfehler, die bei wiederholter Verformung durch den Werkstoff wandern und eine Stufe an der Oberfläche bilden können, die als Extrusionen bzw. Intrusionen bezeichnet werden. Bereits eine Stufe mit der Höhe nur einer Atomlage ruft eine Verspannung an dieser Stelle hervor. In einem Kristall akkumulieren viele derartige Versetzungen an der Oberfläche und rufen dort lokalisierte Spannungsspitzen hervor (Mughrabi 2010). Diese Spannungsspitzen können die Festigkeit des Materials übersteigen und damit einen Riss induzieren, obwohl die Belastung des Materials insgesamt noch weit unterhalb seiner Zugfestigkeit liegt. Die an diesen Stellen gebildeten Mikrorisse können sich bei weiterer zyklischer Belastung ausbreiten und schlussendlich zum Materialversagen führen („Ermüdungsbruch“).

Abbildung 11: Beispiele für Rissnukleationsstellen im Kristall. Dazu zählen Extrusionen, Intrusionen, Einschlüsse (z.B. NMI = Non Metallic Inclusions) oder Kombinationen von Einschlüssen und zugehörigen Hohlräumen (PVA = Particle Void Assemblies). Ab einer bestimmten Menge bzw. Größe orientieren sich die Risse senkrecht zur maximalen wirkenden Normalspannung (Rösler et al. 2019). (Bild modifiziert nach Glodež und Aberšek 2020).



Im Gegensatz zu einem perfekten Kristall können sich in realen Werkstoffen außerdem herstellungsbedingte Defekte, wie z.B. Mikrorisse, Einschlüsse oder Poren in der Mikrostruktur befinden, die als Keime für lokale Mikrorissbildung bei Ermüdungsbeanspruchung dienen können (Abbildung 11). Auch oberflächennahe Defekte, wie Kratzer oder Risse der Oxidschicht können rissauslösende Keimstellen sein. Unabhängig vom Ursprung vergrößern sich die Mikrorisse mit zunehmender Anzahl an Belastungszyklen. In linear elastischen Materialien propagieren

diese entlang der Spannungsrichtung durch das Material und vereinigen sich schließlich mit weiteren Mikrorissen zu Makrorissen (Ewing und Humfrey 1997; Frenzel 2020). Diese Risse orientieren sich schließlich senkrecht zur größten Normalspannung um (Abbildung 11) und propagieren weiter (Rösler et al. 2019). Überschreitet nun die Anzahl und Ausdehnung der Risse einen Grenzwert kommt es zum vollständigen Materialversagen durch den sogenannten Restgewaltbruch; das Material hat das Ende seiner Lebensdauer erreicht.

Bei NiTi Legierungen ist es jedoch nötig, deren besondere Materialeigenschaften zu beachten (vgl. Abbildung 12). Speziell bei pseudoelastischen NiTi Legierungen führen die lokalisierten Spannungen an der Spitze der Risse oder an Versetzungen zunächst zur Bildung spannungsinduzierten Martensits.

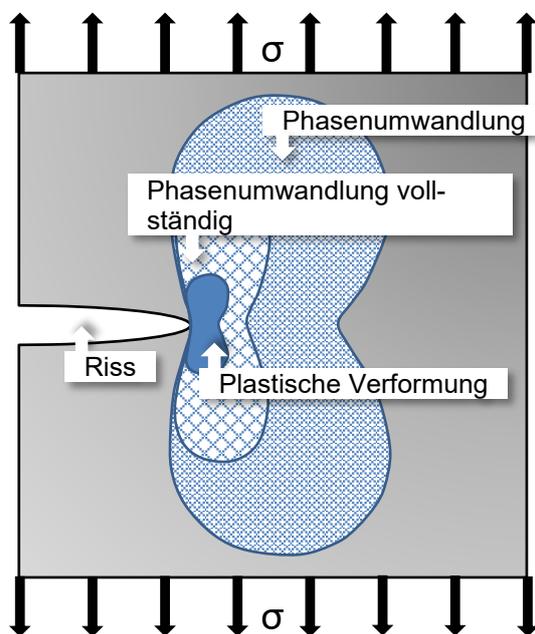


Abbildung 12: Schema der Spannungsverhältnisse an einer Rissspitze in NiTi. Aufgrund der Spannungsüberhöhung an der Rissspitze kommt es zu einer Phasenumwandlung von Austenit zu Martensit. Erst nachdem diese Umwandlung vollständig ist kommt es zur plastischen Verformung des Gitters und schließlich zur Ausbreitung des Risses (modifiziert nach Sgambitterra et al. 2021).

Diese Phasenumwandlung dissipiert Energie (Sawaguchi et al. 2003), was zu einer Verzögerung der Rissausbreitung führen kann (Wagner et al. 2008). Erst nach Überschreiten der Dehngrenze des Martensitgitters wird sich schließlich ein Versagen des Materials ereignen. Daher breitet sich ein Riss immer in martensitische Bereiche aus (Frenzel 2020), sofern die Umgebungstemperatur unterhalb der Grenztemperatur  $M_d$  liegt. Keimzelle für die Risskeimbildung in NiTi Werkstoffen sind, neben Beschädigungen der Oberfläche, Korngrenzen und Phasengrenzen beinahe immer nichtmetallischer Einschlüsse (NMI) (Adler et al. 2018; Frenzel 2020; Hornbogen und Eggeler 2004; Sawaguchi et al. 2003). Dabei handelt es sich zumeist um Oxide oder Karbide oder Verbindungen dieser beiden (Adler et al. 2018; Urbano et al. 2015), deren Anzahl je nach Herstellungstechnologie zwischen 2.000 pro  $\text{mm}^2$  bis zu 18.000 pro  $\text{mm}^2$  mit mittleren Abmessungen zwischen 15  $\mu\text{m}$  und 20  $\mu\text{m}$  (Adler et al. 2018) liegen können. Eine weitergehende Verarbeitung der Werkstoffe zu Werkstücken wird das Ermüdungsverhalten

weiter beeinflussen. Dabei kann es z.B. zum Ablösen der NMI durch Risse kommen, die sich weiter durch das Gefüge bewegen und dadurch einen Hohlraum hinterlassen, die man dann als Particle-Void-Assemblies (PVA) bezeichnet. Die Warmumformung kann zwar zum mechanischen Verschließen oder sogar zum Verschweißen dieser speziellen Poren führen, jedoch entstehen an diesen Stellen häufig Risskeime, die bei zyklischer mechanischer Beanspruchung das Bauteilversagen initiieren und somit beschleunigen können (Adler et al. 2018). Andererseits kann über das Einbringen von Versetzungen (Kaltverfestigung) oder durch Bildung von Ausscheidungen infolge einer Wärmebehandlung eine Erhöhung der Lebensdauer erreicht werden (Miyazaki 1990).

Weiterhin ist zu beachten, dass NiTi Legierungen aufgrund der genannten materialspezifischen Besonderheiten bei dehnungsgesteuerter Belastung überdurchschnittlich hohe Schwingungszahlen ertragen können im Vergleich zu einer spannungsgesteuerten Belastung.

### 1.3 Kontrollierte Zahnbewegung

#### 1.3.1 Voraussetzungen

In der Kieferorthopädie ist eine kontrollierte Bewegung der Zähne von größter Wichtigkeit für den Behandlungserfolg und die Vermeidung von Resorptionen. Um die Bewegung der Zähne bemessen zu können ist es daher wichtig, die genaue Größe applizierter Kräfte zu kennen, wobei eher geringe Kräfte wünschenswert sind (Casa et al. 2001; Faltin et al. 1998; Paetyangkul et al. 2011; Theodorou et al. 2019). Mit diesen lässt sich eine effektive Bewegung erreichen, Schmerz vermeiden, sowie die dauerhafte Verankerung der Zähne während und nach der Therapie gewährleisten.

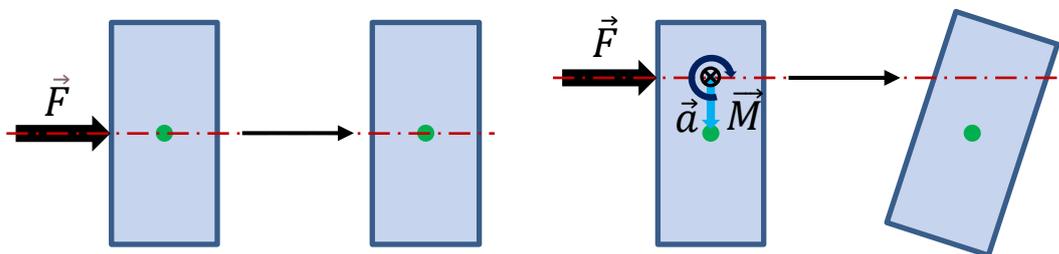


Abbildung 13: Die resultierende Bewegung eines Körpers ist abhängig von der Lage der Wirkungslinie. Verläuft diese durch den Schwerpunkt findet eine reine Translation statt. Ist ein Abstand zwischen Wirkungslinie und Schwerpunkt gegeben, so wird ein Drehmoment ( $\vec{M} = \vec{a} \times \vec{F}$ ) erzeugt und der Körper rotiert.

Bei Einwirken von Kräften und Momenten auf einen Zahn können die Gesetze der Mechanik angewendet werden. Zunächst kann ein Zahn selbst als starrer Körper angenommen werden. Daher gilt auch der Grundsatz der Mechanik, dass eine Kraft, deren Wirkungslinie durch den

Schwerpunkt des starren Körpers verläuft, eine reine Translation verursacht. Bei einer Kraft mit einem Abstand zwischen Wirkungslinie und Schwerpunkt wird ein Drehmoment erzeugt (Abbildung 13). Im lebenden Organismus jedoch ist ein Zahn in einen Zahnhalteapparat, dem Parodontalligament (PDL), und dem Knochen eingebettet (Abbildung 14). Daher kann der Zahn nicht mehr als freier starrer Körper gelten; stattdessen muss er als gestützter starrer Körper betrachtet werden (Reimann et al. 2007; Sander et al. 2011). Für die Beschreibung der Bewegung müssen also Knochen und PDL in die Betrachtung miteinbezogen werden.

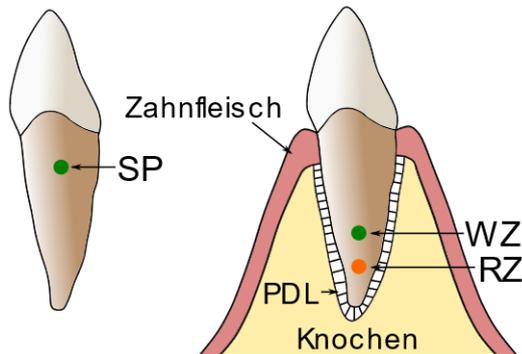


Abbildung 14: Verschiebung des Schwerpunktes (SP) durch die Einbettung in den Zahnhalteapparat (Knochen, PDL, Zahnfleisch). Das resultierende Widerstandszentrum (WZ) des Zahnes liegt unterhalb des ursprünglichen SP. Abhängig von den anliegenden Kräften kann sich auch das Rotationszentrum (RZ) verschieben.

Die Einbettung des Zahnes verschiebt dessen Schwerpunkt verglichen mit der Position bei Betrachtung des Zahns als freier starrer Körper. Der resultierende Schwerpunkt bzw. das Widerstandszentrum ( $WZ = CoR = \text{Center of Resistance}$ ) liegt bei ca. 0,33 – 0,44 der Wurzellänge eines einwurzeligen gesunden Zahnes (Burstone und Pryputniewicz 1980; Pedersen et al. 1990; Tanne et al. 1988); für Zähne mit mehreren Wurzeln liegt das WZ 1 – 2 mm unterhalb der Bi- bzw. Trifurkation (Dermaut et al. 1986; Pedersen et al. 1990). Ist der Zahnhalteapparat oder Knochen pathologisch verändert, so wird sich auch das Widerstandszentrum verschieben (Geramy 2000; Tanne et al. 1991). Gleiches gilt bei der Bewegung eines Zahnes bei einer kieferorthopädischen Behandlung (Wichelhaus 2013). Bei einer Kraft mit Wirkungslinie durch das Widerstandszentrum ergibt sich, wie zuvor für den freien starren Körper beschrieben, eine Translation. Das heißt, dass ein aus einem applizierten Kräftesystem resultierender Kraftvektor durch das WZ führen muss, um einen Zahn rein translatorisch bewegen zu können (Burstone und Pryputniewicz 1980; Smith und Burstone 1984). Sollen nicht rein translatorische Bewegungen durchgeführt werden, so ist die Position eines zweiten Punktes, dem Rotationszentrum (RZ), wichtig. Ermittelt werden kann diese Position durch den Schnittpunkt der Zahnachsen vor und nach einer Bewegung. Für rein translatorische Bewegungen liegt das Rotationszentrum im Unendlichen, bei Rotationen zumeist an einem Ort auf der Zahnachse. Im Allgemeinen ist die Lage des Rotationszentrums jedoch abhängig von Abstand und der Ausrichtung des angreifenden Kraftvektors zum Widerstandszentrum.

Soll bei einer kieferorthopädischen Behandlung ein Zahn translatorisch bewegt werden, so müsste eine Kraft direkt am WZ aufgebracht werden. Da dieses jedoch unterhalb der Zahnfleischkante liegt und die Brackets auf der Krone befestigt sind ist dies nicht direkt möglich. Um dennoch eine translatorische Bewegung erzeugen zu können muss an Brackets ein zusätzliches Moment erzeugt werden, um die entstehende Rotationsbewegung kompensieren zu können. Dieses Kompensationsmoment ist dem Rotationsmoment derart entgegengerichtet, so dass der resultierende Kraftvektor durch das Widerstandszentrum läuft. Zur Berechnung, wann die Kompensation der Rotationsbewegung erreicht ist, gibt es in der Kieferorthopädie das „M/F-Verhältnis“. Dieses beschreibt das Verhältnis von angreifender Kraft zu dem direkt im Bracket erzeugten Drehmoment. Dieses Kompensationsdrehmoment darf nicht mit dem durch die angreifende Kraft erzeugten Drehmoment verwechselt werden. Bei einem Verhältnis von  $M/F \approx -10$  liegt das Rotationszentrum theoretisch im Unendlichen; eine Translationsbewegung resultiert (Burstone und Pryputniewicz 1980).

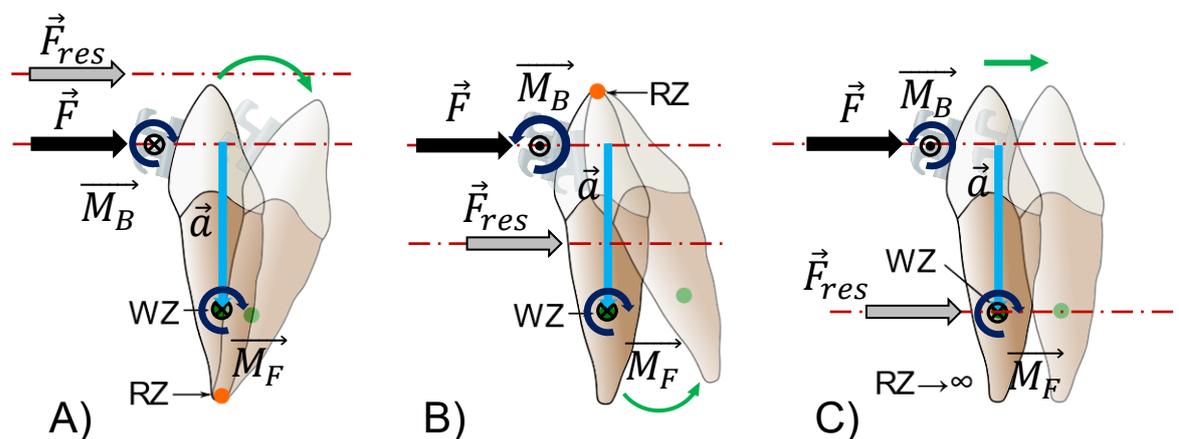


Abbildung 15: Kontrollierte Bewegungen eines Zahnes hervorgerufen durch ein zusätzliches, am Bracket erzeugtes, Kompensationsmoment  $\vec{M}_B$ . Dieses kompensiert das durch die Kraft  $\vec{F}$  erzeugte Drehmoment  $\vec{M}_F$ . A) Das durch die resultierende Kraft  $\vec{F}_{res}$  hervorgerufene Drehmoment rotiert den Zahn um die Wurzelspitze. B) Das die resultierende Kraft  $\vec{F}_{res}$  erzeugte Drehmoment rotiert den Zahn um die Inzisalkante. C) Die resultierende Kraft  $\vec{F}_{res}$  läuft durch das Widerstandszentrum. Der Zahn führt eine reine Translationsbewegung durch.

Erzeugt werden kann das Drehmoment im Bracket selbst entweder durch eine Änderung der Bogenform oder aber durch das Einbringen eines Winkels (Angulation, Rotation, Torque) in das Bracket (vgl. Abbildung 2). Mit Hilfe des M/F-Verhältnisses können verschiedene Bewegungssituationen eines Zahnes unterschieden werden. Ist  $M/F=0$  so liegt das RZ nahe dem WZ und es kommt zu einer unkontrollierten Kippung. Bei einem Verhältnis von ungefähr  $M/F=-5$  kommt es zu einer kontrollierten Kippung, der Zahn rotiert um seine Wurzelspitze. Bei  $M/F=-15$  rotiert er um die Inzisalkante (vgl. Abbildung 15). Zur Abschätzung der Lage des

Rotationszentrums kann eine empirisch ermittelte Formel nach Burstone (Burstone und Pryputniewicz 1980) angewendet werden:

$$\frac{M}{F} = - \frac{(0,068 \cdot h^2)}{Y} \quad (10)$$

Mit  $M/F = M/F$ -Verhältnis,  $h =$  Länge der Wurzel,  $Y =$  Abstand des Rotationszentrums zum Widerstandszentrum.

Wendet man diese Formel an und kennt man das M/F-Verhältnis, sowie die ungefähre Lage des Widerstandszentrums so kann man für die obigen Werte die beschriebene Position des Rotationszentrums errechnen. Grundsätzlich sind die obigen Annahmen eine grobe Näherung zur Abschätzung der Lage des WZ und gelten nur für spezielle Bedingungen. Bei dreidimensionalen, asymmetrischen Zähnen ist daher eher von einer Widerstandsregion als von einem punktförmigen WZ auszugehen (Nyashin et al. 2016; Viccelli et al. 2013). Das WZ ist also nur schwer genau zu berechnen (Osipenko et al. 1999) und schwankt bei verschiedenen Autoren in der Literatur erheblich.

Es ist zu erkennen, dass die angreifenden Kraft- und Momentsysteme sehr komplex sind. Ebenso verändern sich diese in Betrag und Richtung, wenn der Zahn sich bewegt. Die Zahnbewegung ist also richtungsabhängig und dadurch nichtlinear. Diese Zusammenhänge für die Zahnbewegung gelten grundlegend für alle Änderungen der Zahnposition. Die am häufigsten angewandten Bewegungsarten sollen im Folgenden kurz beschrieben werden und anhand der gängigen Behandlungsphasen eingeteilt werden.

Die erste Phase der Behandlung umfasst die Nivellierung (=Levelling), bei der die Höhe der Zähne, ihre Angulation und Rotation weitestgehend angeglichen wird (Sander et al. 2011). Die Nivellierung der Höhe geschieht mittels Intrusions- bzw. Extrusionsbewegungen die zumeist durch Runddrähte erzeugt werden. In einem nächsten Schritt können Lücken im Kiefer geschlossen werden. Dies geschieht durch eine körperliche Bewegung der Zähne. Es ist dabei zu beachten, dass sich ein Zahn nicht ohne Weiteres geradlinig entlang eines Bogens bewegen lässt. Vielmehr wird er zunächst einkippen, um sich danach aufgrund der wirkenden Kräfte und Momente wieder aufzurichten, jedoch an einer neuen Position. Somit ist die gerade Bewegung eines Zahnes eher als eine Abfolge von Kipp- und Aufrichtbewegungen zu sehen (Burrow 2009; Kusy und Whitley 1997). Für diese Bewegungen werden zumeist rechteckige Drähte verwendet. Ebenso kann es nötig sein die Winkelposition eines Zahnes zu korrigieren. Ist die Zahnkrone innerhalb des Zahnbogens um die Zahnachse verdreht, so muss diese ausrotiert werden. Diese Rotation wird ebenso mit rechteckigen Drähten durchgeführt. Bei einer Verkippung der Zahnachse nach mesial oder distal („links“ oder „rechts“) kann diese Winkelkorrektur

ebenso über rechteckige Drähte durchgeführt werden. Dazu werden entweder in diese Drähte Biegungen eingebracht, die ein kippendes Moment zur Folge haben oder es wird in den Bracket-Rumpf eine Angulation (Abbildung 2 D)) entsprechend der gewünschten Winkelkorrektur integriert.

Zuletzt soll eine der wichtigsten Zahnwinkelkorrekturen beschrieben werden. Dabei handelt es sich um den Inklinationswinkel eines (Front-)Zahnes, d.h. den Winkel seiner Längsachse zu einer definierten horizontalen skelettalen Achse. Dieser wird in der Kieferorthopädie als „Torque“ oder „Torquewinkel“ bezeichnet. Ist er pathologisch verändert, so gibt es mehrere Möglichkeiten zur Korrektur. Eine erste Möglichkeit ist das „torquen“ eines kieferorthopädischen Bogens. Dies geschieht beispielsweise bei der Retrusion proklinierter Frontzähne. Der verwendete Bogen wird dabei beidseitig des Frontzahnsegmentes um einen bestimmten Betrag tordiert. Nach einer anschließenden Glättung des Bogens (Wiederherstellen der ebenen Form des Drahtes) kann dieser dann eingesetzt werden. Der Bogen besteht nun aus einem Teil, dessen Flächen parallel zu dieser Ebene stehen und einem zweiten Anteil, der einen Winkel zu dieser Ebene aufweist. Beim Einsetzen dieses Bogens in einen rechtwinkligen Slot wird nun ein Drehmoment am Zahn erzeugt, welches zu einer Änderung des Inklinationswinkels führt. Eine weitere, zumeist außerhalb des Frontzahnbereiches eingesetzte Möglichkeit zur Änderung der Inklination ist das Einbringen des Torquewinkels in die Bracket-Geometrie (vgl. Abbildung 2 B)) selbst.

### **1.3.2 Spiel zwischen Bracket-Slot und Bogen**

Der Bogen in einem Bracket ist beweglich, daher hat seine Ausrichtung Einfluss auf die übertragenen Kräfte und somit die Bewegung des Zahnes. Die Wechselwirkung zwischen Bogen und Bracket kann also innerhalb der Apparaturen Effekte hervorrufen, die einer ungestörten Krafteinleitung und damit einer kontrollierten und reproduzierbaren Bewegung entgegenstehen (Articolo und Kusy 1999; Kusy und Whitley 1997).

Diese Beweglichkeit des Bogens im Bracket-Slot ist durch den Größenunterschied zwischen diesen beiden, dem sogenannten Spiel, bedingt. Durch das Spiel ist ein problemloses Einsetzen des Bogens in den Slot möglich. Des Weiteren erlaubt es eine gewisse Toleranz im Hinblick auf die Platzierung der Brackets auf der Zahnkrone oder beim Biegen des Bogens. Jedoch bedingt das Spiel auch eine Verringerung der Kontrolle der Kraftsysteme und kann auch unerwünschte Nebeneffekte hervorrufen.

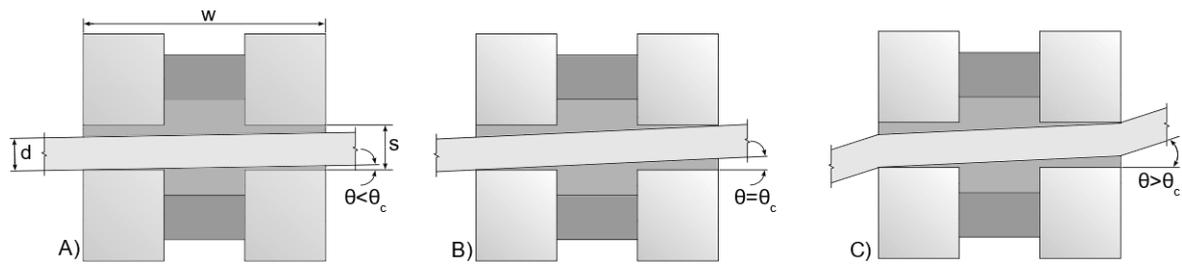


Abbildung 16: Schematischer Überblick über die Parameter von denen die Unterscheidung zwischen aktiver und passiver Konfiguration des Drahtes im Bracket-Slot abhängig ist. Dabei ist  $d$  = Breite des Drahtes,  $w$  = Breite des Bracket-Slots,  $s$  = Breite des Slots und  $\theta$  = Winkel des Drahtes gegenüber der Slotwand. A) Passive Konfiguration ( $\theta < \theta_c$ ); B) Aktive Konfiguration ( $\theta = \theta_c$ ); C) Aktive Konfiguration mit Binding ( $\theta > \theta_c$ ).

Da der Bogen in allen drei Raumrichtungen beweglich ist, muss das Spiel in den jeweiligen Wirkebenen beachtet werden. Zunächst soll die  $y$ - $z$ -Ebene, die vom Boden des Slots bzw. von der Bracket-Basis aufgespannt wird, betrachtet werden. In dieser Ebene kann sich der Bogen bewegen, bis er an die Kanten der Flügel, die den Slot begrenzen stößt, wie in Abbildung 16 zu sehen ist. Das maximale Spiel in dieser Ebene entspricht rechnerisch einem kritischen Winkel, bis zu dem der Bogen ausgelenkt werden kann. Dieser lässt sich aus den Kenndaten von Bracket-Slot und Bogen berechnen (Kusy und Whitley 1999b):

$$\theta_c = \cos^{-1} \frac{d^2 - w^2}{d \cdot s \pm [w^2 \cdot (-d^2 + s^2 + w^2)]^{0,5}} \quad (11)$$

mit  $w$  = Ausdehnung des Bracket-Slots mesial-distal,  $d$  = Breite des Bogens,  $s$  = Breite des Slots,  $\theta$  = Winkel des Drahtes gegen den Bracket-Slot

Mit der Kleinwinkelnäherung bei Winkeln  $\theta_c \leq 5^\circ$  für trigonometrische Funktionen  $\sin \theta_c \approx \pi \theta_c / 180$  und  $\cos \theta_c \approx 1$  ergibt sich (Kusy und Whitley 1999b):

$$\theta_c = \frac{57,32 \cdot [1 - (d/s)]}{w/s} \quad (12)$$

Dabei kann  $d/s$  als „engagement index“ also der Passgenauigkeit des Bogens im Slot und  $w/s$  als „bracket index“, d.h. dem Verhältnis von Bracket-Breite zur Slot-Breite zusammengefasst werden (Kusy und Whitley 1999b). Dieser theoretische Winkel konnte auch in Messungen an realen Bauteilen bestätigt werden. Hierbei muss allerdings noch in Betracht gezogen werden, dass reale kieferorthopädische Bögen, sowie Brackets selten den nominalen Größenangaben entsprechen. Dennoch kann im Mittel der reale mit dem theoretischen kritischen Winkel in Übereinstimmung gebracht werden (Kusy und Whitley 1999a).

Ein weiterer Bereich, in dem Spiel auftreten kann, ist das Applizieren von Torque wie in Kapitel 1.3.1 beschrieben. Da die dazu eingesetzten tordierten Bögen jedoch nahe ihrer Diagonale eingesetzt werden (vgl. Abbildung 17), muss der Slot etwas größer dimensioniert sein als die schmale Seite des Bogens, da der Bogen sonst gar nicht oder nur sehr schwer eingesetzt werden könnte, beispielsweise aufgrund sich überschneidender Toleranzbereiche.

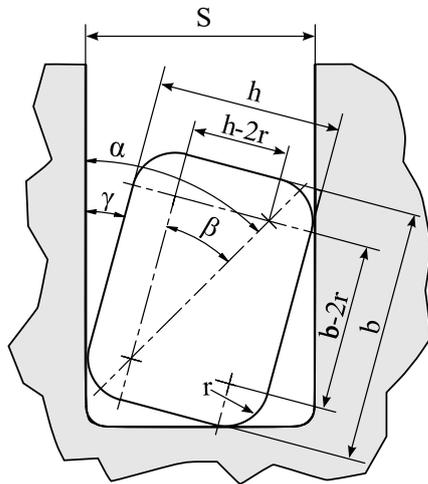


Abbildung 17: Schema zur Berechnung des Spiels beim Verdrehen eines Drahtes. Die Parameter bezeichnen folgende Abmessungen (modifiziert nach Meling et al. 1998):

- S = Slotbreite
- h = dünne Seite des Bogens
- b = breite Seite des Bogens
- r = Kantenverrundung
- $\alpha$  = Winkel Slotwand-Drahtdiagonale
- $\beta$  = Winkel Drahtdiagonale
- $\gamma$  = Winkel Slotwand-Drahtseite

Das Spiel, welches der tordierte Draht im Slot hat, ist bei Vorliegen geometrischer Daten über Bogen und Slot theoretisch abschätzbar. Dazu werden die im Folgenden gezeigten Abhängigkeiten benötigt (Meling et al. 1998):

$$d = \sqrt{(b - 2r)^2 + (h - 2r)^2} \quad (13)$$

Mit  $d$  = Diagonale des Drahtes bis zu den Mittelpunkten der Eckradien;  $r$  = Eckradius;  $b$  = Breite des Drahtes;  $h$  = Höhe des Drahtes.

$$\gamma = \alpha - \beta = \sin^{-1} \frac{(S - 2r)}{d} - \sin^{-1} \frac{(h - 2r)}{d} \quad (14)$$

Mit  $\gamma$  = maximaler Drehwinkel des Drahtes aus seiner senkrechten Position heraus;  $\alpha$  = Winkel zwischen der Diagonale des Drahtes und der ihr zugewandten Slot-Wand;  $\beta$  = Winkel zwischen der Diagonale und der ihr zugewandten Seite des Drahtes;  $S$  = Breite des Slots.

Die übrigen Variablen stimmen mit Gleichung (13) überein. Diese Zusammenhänge gelten zunächst nur für einen nicht tordierten Bogen und zeigen an, wie weit ein Bogen maximal gedreht werden kann, bis er die Seiten des Slots berührt (= Spiel Bracket-Bogen). Neben diesen beiden Hauptebenen des Spiels kann auch noch in Richtung der Slot-Öffnung Spiel auftreten. Da händische Ligaturen sowie die Clips aktiv selbstligierender Brackets den Draht jedoch gegen den Slot-Boden drücken sollen, kommt hier im Allgemeinen kein Spiel vor. Nur bei passivem Ligieren ist eine Art Spiel zwischen Bogen und Ligatur möglich. Dieser Fall tritt nur sehr selten auf und kann deswegen vernachlässigt werden. Zur Kompensation des Spiels wird ein Teil der

applizierten Biegungen des Bogens aufgebraucht, weshalb die gewünschte Kraft nicht mehr in voller Höhe auf den Zahn wirken kann. Daher wird oft durch eine Überkompensation versucht, dem Spiel entgegenzuwirken. Aufgrund herstellungsbedingter Toleranzen der Bogendimensionen und unterschiedlicher Slotgrößen sind die wirkenden Kräfte und resultierenden Momente unbekannt, was wiederum die Genauigkeit der Zahnbewegung beeinträchtigt.

### 1.3.3 Gleitwiderstand

Die zur Bewegung der Zähne notwendigen Kräfte können durch Effekte, die sich als „Gleitwiderstand“ oder „Restistance to sliding (RS)“ zusammenfassen lassen, stark beeinflusst werden. Dadurch ist es möglich, dass bis zu 60% der applizierten Kraft verloren gehen (Articolo und Kusy 1999). In welcher Höhe sich diese Verluste bewegen ist abhängig von der Ausrichtung des Bogens im Slot. Dabei kann eine passive und eine aktive Konfiguration voneinander unterschieden werden. Die aktive Konfiguration lässt sich dabei noch weiter unterteilen, wie im Folgenden beschrieben wird. Welche dieser Konfigurationen vorliegt kann anhand des Kontaktwinkels  $\theta$  zwischen Slot-Wand und Bogen (siehe Abbildung 16 & Gleichung (12)) beurteilt werden (Kusy und Whitley 1999b).

Je nach vorliegender Konfiguration haben die verschiedenen Komponenten des Gleitwiderstandes einen unterschiedlichen Anteil am gesamten Gleitwiderstand. Die Zusammensetzung des Gleitwiderstandes aus drei Hauptkomponenten lässt sich mit folgender Gleichung (15) beschreiben (Kusy und Whitley 1997, 1999b).

$$|\vec{F}_{RS}| = |\vec{F}_R| + |\vec{F}_{BI}| + |\vec{F}_{NO}| \quad (15)$$

Mit  $\vec{F}_{RS}$  = Reibungskraft des Gleitwiderstands,  $\vec{F}_R$  = Reibungskraft aus der Oberflächenreibung,  $\vec{F}_{BI}$  = Reibungskraft aus dem Binding,  $\vec{F}_{NO}$  = Reibungskraft aus dem Notching.

Ist der Kontaktwinkel des Drahtes, der in Kapitel 1.3.2 (Gleichungen (11) & (12)) beschrieben wird, kleiner als der kritische Winkel ( $\theta < \theta_c$ ) so befindet sich das System in der passiven Konfiguration. Ein kieferorthopädischer Bogen wechselwirkt dabei nur mit dem Boden des Bracket-Slots und gegebenenfalls mit einer Ligatur (Articolo und Kusy 1999). Die Breite  $d$  des Bogens und der Kantenabstand  $w$  des Slots haben dabei keinen Einfluss auf den Gleitwiderstand (Whitley und Kusy 2007b). Da es sich bei dem System „Bracket-Bogen“ um zwei sich berührende und relativ zueinander bewegende Oberflächen handelt, wird Festkörperreibung  $F_R$  erzeugt. Ihren Ursprung hat  $F_R$  im Bruch der elektrostatischen Bindung zwischen den Unebenheiten (Mikrokontakten) der beiden sich berührenden Oberflächen (Czichos und Santner 2020;

Popov 2015; Tipler und Mosca 2019). Dabei sind nur die Mikrokontakte der Oberflächen miteinander in mechanischem Kontakt, weshalb die reale Kontaktfläche  $A_r$  (= Gesamtfläche aller sich berührenden Mikrokontakte) stets kleiner als die nominelle, makroskopische Kontaktfläche  $A_0$  ist (Czichos und Santner 2020). Daher ist die Reibung auch näherungsweise unabhängig von der nominellen Fläche  $A_0$ , sowie von der Rauigkeit (Popov 2015). Dieser Sachverhalt kann auch bei der Wechselwirkung kieferorthopädischer Bögen in Brackets beobachtet werden. So weisen Bögen desselben Materials sowohl für runde, als auch für quadratische oder rechteckige Querschnitte den selben Reibungskoeffizienten auf (Kusy und Whitley 1997). Jedoch kann sich bei Applizierung einer senkrecht zur Kontaktfläche stehenden Kraft (Normalkraft,  $F_N$ ) die reale, mikroskopische Berührungsfläche  $A_r$  erhöhen. Dies geschieht unter anderem durch die Verformung der Mikrokontakte. Das heißt, je größer die Normalkraft  $F_N$  ist, umso größer wird die mikroskopische Berührungsfläche  $A_r$  und umso höher fällt die Reibungskraft  $F_R$  aus (Stocker et al. 2022). Diese Proportionalität zwischen Reibungskraft  $F_R$  und Normalkraft  $F_N$  lässt sich durch das Coulomb'sche Reibungsgesetz (16) beschreiben (Czichos 2020b; Tipler und Mosca 2019). Die Gültigkeit dieses Gesetzes beschränkt sich auf trockene Reibung, d.h. ohne zusätzliche Schmierfilme, und ist in erster Näherung unabhängig von der Bewegungsgeschwindigkeit (Meschede 2015; Popov 2015). Ebenso ist dieses Gesetz nur in einem bestimmten Kraftbereich gültig. Wenn bei sehr niedrigen oder sehr hohen Normalkräften oder weichen Materialien  $A_r$  sich  $A_0$  annähert, so verliert die lineare Abhängigkeit ihre Gültigkeit (Popov 2015).

$$|\vec{F}_R| = \mu \cdot |\vec{F}_N| \quad (16)$$

Mit  $F_R$  = Reibungskraft;  $F_N$  = Normalkraft;  $\mu$  = Reibungskoeffizient

Der Proportionalitätsfaktor  $\mu$  wird Reibungskoeffizient genannt und ist spezifisch für eine Materialpaarung. Da er unabhängig von äußeren Kräften, wie  $F_N$  ist, eignet er sich besser zur Beschreibung und zum Vergleich der auftretenden Reibungseffekte. Wirkt keine weitere äußere Kraft außer  $F_N$ , so herrscht Haftreibung, auch statische Friktion  $F_{R,stat}$  genannt, vor. Durch eine Kraft in Bewegungsrichtung kann die Haftreibung überwunden werden. Diese zusätzliche Kraft steigt bis zu einem Maximalwert an, ab dem sich der Körper in Bewegung setzt. Hier beginnt der Bereich der Gleitreibung, auch kinetische Reibung  $F_{R,kin}$  genannt (Popov 2015). Die zur Aufrechterhaltung der Bewegung notwendige Kraft ist geringer als diejenige zur Überwindung der Haftreibung. Der Unterschied der beiden Reibungsbereiche rührt daher, dass ein ruhender Körper weiter in die Unebenheiten der Unterlage eindringen kann, als ein bewegter Körper (Meschede 2015). Für beide Bereiche der Reibung gibt es spezifische Reibungskoeffizienten (Tipler und Mosca 2019). In realen Systemen ist diese eindeutige Unterscheidung jedoch oft

nicht möglich. Stattdessen gibt es eher einen kontinuierlichen Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung. (Popov 2015).

Ein weiterer Oberflächenparameter ist die Rauigkeit. Diese hat in großen Bereichen jedoch keinen bzw. nur einen geringen Einfluss auf die Reibungskräfte. So zeigen Studien von Oberflächen, deren Rauigkeiten sich um mehrere Größenordnungen unterscheiden, keine signifikanten Unterschiede bei der Reibungskraft, sowie dem Materialübertrag (Popov 2015). Auch für Bracket-Bogen Kombinationen haben Messungen nur einen marginalen Einfluss der Rauigkeit ergeben (Kusy und Whitley 1990). In realen Systemen können jedoch Flüssigkeits- bzw. Schmierfilme, sowie Verunreinigungen den Einfluss der Rauigkeit auf die Reibungskraft indirekt erhöhen. Es sei noch erwähnt, dass sehr glatte Oberflächen von Metallen eine wesentlich höhere Reibungskraft erzeugen können als solche mit höherer Rauigkeit. Der Grund hierfür sind kurzreichweitige elektrostatische Wechselwirkungen zwischen den Atomen der Oberflächen, vor allem zwischen Werkstücken aus demselben Material (Feynman et al. 2015).

Ein weiteres Verhalten zweier sich relativ zueinander bewegender Reibungspartner unter Einfluss von Reibkräften ist der Stick-Slip Effekt. Dieser Effekt beschreibt das Wechseln zwischen Verharren (Stick,  $v=0$ ) und Gleiten (Slip,  $v>0$ ). Ist der statische Reibungskoeffizient gleich oder größer als der kinetische ( $\mu_{stat} \geq \mu_{kin}$ ) ist es wahrscheinlicher, dass Stick-Slip-Vorgänge auftreten (Czichos 2020b). Da dieser Effekt einer gleichmäßigen Bewegung entgegensteht, sollte er möglichst vermieden werden.

Da sich ein Bracket-Bogen System im Körper innerhalb eines Umgebungsmediums befindet und sich beide Komponenten relativ zueinander bewegen, kann es als tribologisches System (=Tribosystem) angesehen werden (Czichos 2020a). In realen kieferorthopädischen Szenarien sind Fluide, wie z.B. Speichel oder Getränke, Teil des Tribosystems. Darum müssen deren Einflüsse in die Betrachtung mit einbezogen werden. Tritt in Systemen ohne Fluide überwiegend Trockenreibung zwischen den Oberflächen der beiden Komponenten auf, so sind unter Beteiligung von Fluiden weitere Grenzflächen zu beachten. Abhängig von den physikalischen Eigenschaften der Fluide, sowie den Eigenschaften der zu benetzenden Oberflächen (Oberflächenenergie, Topografie), können sich Fluidfilme auf dem Festkörper bilden. Diese beeinflussen die Reibungskräfte innerhalb eines Tribosystems maßgeblich. Zumeist verringern Fluid- oder Schmierfilme die Reibung (Czichos 2020a).

In vivo besitzen verschiedene natürliche Substanzen Bestandteile, welche die Oberflächenreibung modifizieren können. So sind beispielsweise die in Speichel enthaltenen Mucine in der Lage, die Reibung zu verringern. Mucine sind langkettige Glykoproteine, die freie Wassermol-

leküle anlagern können. Diese Hydratisierung der Mucine führt zur Ausbildung von Schmier-schichten. Die dadurch erzeugte Schmierwirkung wird auch Hydratations-Schmierung genannt (Harvey et al. 2011; Ma et al. 2015). Daneben sind Mucine in der Lage an die meisten Oberflächen reversibel zu adsorbieren. Dadurch können sie sich bei einer Scherung ablösen und an anderer Stelle wieder anlagern (Yakubov et al. 2009). Durch diese „Opferschicht“ tragen sie auch zur Verringerung der Reibung, sowie zur Verringerung des Verschleißes bei (Winkeljann et al. 2017). Aufgrund der Vielzahl an Parametern, die die Oberflächenreibung  $F_R$  innerhalb eines Tribosystems modifizieren, ist es notwendig möglichst viele dieser Parameter zu ermitteln oder zu kontrollieren. Dies erlaubt es die zwischen den Körpern wirksamen Kraftsysteme und damit die Bewegung der Körper besser zu steuern.

Unter Atmosphärenbedingungen bilden sich durch Reaktionen der Oberflächen mit den Gasen der Umgebung Schutzschichten, sehr oft sind dies Oxidschichten. Da sich diese Oxidschichten sowohl in ihrer Materialzusammensetzung, sowie in Ihrer Elastizität vom darunter liegenden Material unterscheiden modifizieren sie die Festkörperreibung entsprechend. Auch bei den in der Kieferorthopädie verwendeten Materialien sind diese Oxidschichten vorhanden. Den am häufigsten verwendeten Materialien entsprechend handelt es sich um  $\text{Cr}_2\text{O}_4^-$  (Hornbogen et al. 2012) bei Edelstählen oder  $\text{TiO}_2$  bei NiTi oder  $\beta$ -Titan Drähten (Whitley und Kusy 2007b). Die unter Laborbedingungen gemessenen Reibungswerte sind daher von den Wechselwirkungen der Oxidschichten oder Verunreinigungen hervorgerufen, als durch direkte Interaktion der Grundmaterialien (Feynman et al. 2015).

Ist der Kontaktwinkel  $\theta$  des Drahtes zum Slot gleich dem kritischen Kontaktwinkel  $\theta_c$  ( $\theta = \theta_c$ ), so berührt der Draht beide äußeren Kanten des Slots (vgl. Abbildung 16) und es tritt an den Berührungspunkten wiederum Oberflächenreibung ( $F_R$ ) auf (Whitley und Kusy 2007a). Diese Konfiguration wird in der Technik auch Selbstsperrung (Verkanten) genannt. Es beschreibt das Phänomen, dass ein Stab, der durch z.B. eine Buchse geführt wird, bis zu einem bestimmten Neigungswinkel in Position bleibt. Ursache dafür sind die zwischen Stab und den Kanten der Buchse wirkenden Reibungskräfte (Popov 2015).

Das Überschreiten des kritischen Kontaktwinkels ( $\theta > \theta_c$ ) stellt den Übergang zwischen passiver und aktiver Konfiguration des Bogens dar. Ab diesem Winkel berührt der Bogen beide äußeren Kanten an den Seitenwänden des Slots und beginnt sich zunächst elastisch zu verformen (Kusy 2000; Whitley und Kusy 2007a). Diese Verformung, Binding genannt, ruft eine „Gegenkraft“  $F_{Bi}$  hervor und behindert die weitere Bewegung des Bogens. Um das Binding äquivalent zur Oberflächenreibung  $F_R$  beschreiben zu können ist es nötig, eine Normalkraft  $F_{N,Bi}$  einzuführen. Diese Normalkraft entsteht durch die, aufgrund der Auslenkung des Bogens

außerhalb des Slots erzeugte, Binding-Kraft  $F_{Bi}$ . Die Normalkraft setzt sich zusammen aus der Kraftkomponente von  $F_{Bi}$  normal zum Bogen an der Kante des Flügels, um den die Auslenkung stattfindet und aus der Kraft, die benötigt wird den Bogen hier zu verformen. (Zufall und Kusy 2000). Eine Abschätzung der Größen, von denen  $F_{N,Bi}$  abhängt, lässt sich durch die Gleichungen für einen auf zwei Auflager gestützten Balken vornehmen (Villwock und Hanau 2020). Man kann erkennen, dass die Bogengeometrie bzw. -ausrichtung und die mechanischen Eigenschaften das Binding beeinflussen ( $F_{Bi} \propto F_{N,Bi} \propto E \cdot I$ ) (Articolo und Kusy 1999; Kusy und Whitley 1997). Eine genauere Betrachtung dieser Abhängigkeiten bezieht die Breite des Brackets, sowie den Abstand zu den Nachbar-Brackets mit in die Berechnung ein (Zufall und Kusy 2000):

$$F_{N,Bi} = F_{N,B} + F_{N,E} = \left( \frac{16 \cdot E \cdot I}{w \cdot (2 \cdot IBD - w)} + F_{Bi} \right) \cdot \sin(\theta - \theta_c) \quad (17)$$

Mit  $F_{N,B}$  = Kraftkomponente normal auf Bogen an der durch den Bogen berührten Kante eines Flügels,  $F_{N,E}$  = Kraft die den Bogen an der durch den Bogen berührten Kante verformt,  $E$  = E-Modul;  $I$  = Flächenträgheitsmoment;  $w$  = Breite des Brackets (vgl. Abbildung 16);  $IBD$  = Abstand zwischen den Mittellinien der Brackets;  $F_{Bi}$  = Reibungskraft durch Binding;  $\theta$  = Winkel des Bogens zur Slotwand;  $\theta_c$  = kritischer Winkel

Mit der Berechnung der Normalkraft lässt sich das Binding äquivalent zur Oberflächenreibung mathematisch darstellen (Zufall und Kusy 2000):

$$F_{Bi} = F_{N,Bi} \cdot \mu_{Bi} \quad (18)$$

Die durch das Binding verursachte Gegenkraft  $F_{Bi}$  hängt also maßgeblich von der Steifigkeit des Bogens ( $E \cdot I$ ) und dem Winkel  $\theta$  ab (Articolo und Kusy 1999; Whitley und Kusy 2007a; Zufall und Kusy 2000). In der Anwendung kann dies dazu führen, dass Materialien, die eine hohe Oberflächenreibung  $F_R$  aufweisen, ein sehr viel geringeres Binding  $F_{Bi}$  zeigen. Daher hat beispielsweise Edelstahl, obwohl Goldstandard bezüglich der Oberflächenreibung, einen sehr hohen Reibungskoeffizienten, sobald Binding einsetzt (Kusy und Whitley 2000). Vergleicht man es mit Titan, das aufgrund seiner Oxidschicht ähnliche  $F_R$ -Werte aufweist, treten bei sonst gleichen Parametern geringere Normalkräfte  $F_{N,Bi}$  auf, da es einen geringeren E-Modul besitzt. Zusätzlich kann die erhöhte elastische Verformbarkeit von Titan das Binding  $F_{Bi}$  noch weiter verringern (Kusy und O'Grady P 2000). Das Verhältnis von  $F_R/F_{Bi}$  kann bei besonders ungünstigen Paarungen von Bracket- und Bogenmaterial über 1:100 betragen. Dabei haben die mechanischen Eigenschaften des Bogens einen größeren Einfluss als die des Brackets. (Articolo und Kusy 1999). An Gleichung (17) erkennt man, dass der Anteil von  $F_{Bi}$  am gesamten Gleitwiderstand  $F_{RS}$  mit dem Winkel  $\theta$  ansteigt (Articolo und Kusy 1999). Neben diesen Materialparametern

tern wirkt sich, im Gegensatz zur passiven Konfiguration, das Flächenträgheitsmoment des Bogens sowie der Abstand zu den nächsten Brackets auf  $F_{Bi}$  aus (Whitley und Kusy 2007b; Zufall und Kusy 2000). Zur Verminderung des Bindings werden heute bei der Fertigung eines Großteils der Bracket-Modelle die Slotkanten abgerundet bzw. eine Fase eingebracht. Diese Modifikationen können jedoch unter Umständen auch die Kontrolle der Bewegung verringern (Kusy 2000), da die Länge der Bogenführung abnimmt.

Die Oxidschichten der Materialien, die bei Winkeln ab  $\theta_c$  aufeinandertreffen, reagieren zunächst auf die Normal- und Reibungskräfte elastisch und bleiben intakt (Kusy und Whitley 1999b). Steigt der Winkel  $\theta$  jedoch noch weiter an, so kann es zur plastischen Verformung oder zu einem tribologisch bedingten Abtrag der Oxidschichten kommen.

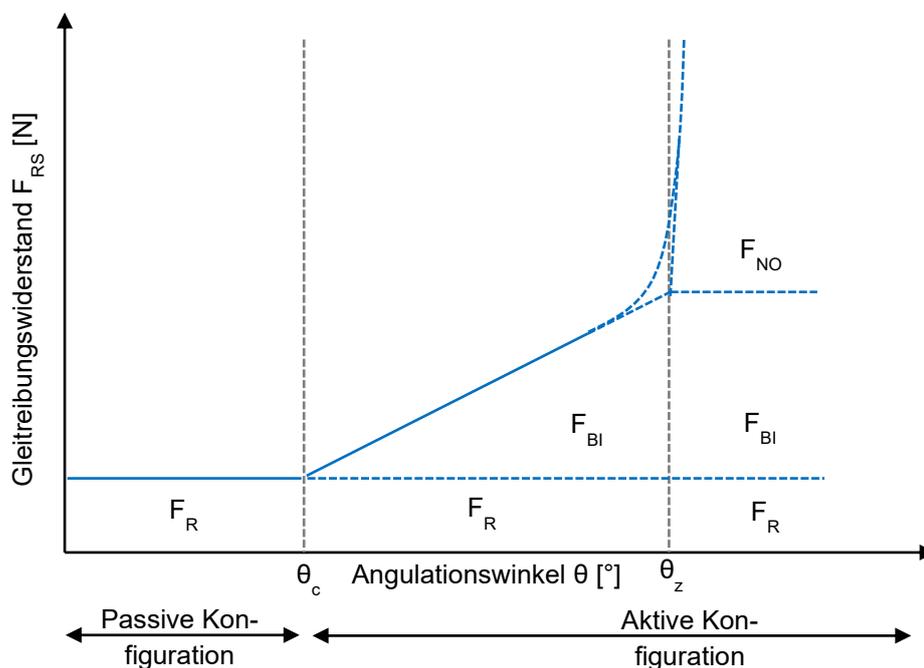


Abbildung 18: Unterteilung der Reibungskräfte abhängig vom Angulationswinkel  $\theta$ . Die Bereiche von klassischer Friktion  $F_R$ , Binding  $F_{Bi}$  und Notching  $F_{No}$  sind im Verhältnis zueinander aufgetragen. Die Winkel  $\theta_c$  sowie  $\theta_z$  markieren die Grenze zwischen passiver und aktiver Konfiguration bzw. zwischen Binding, bei dem noch Bewegung stattfindet und Notching bei dem die Bewegung endet (modifiziert nach Kusy 2000).

Erreicht der Kontaktwinkel  $\theta$  schließlich einen bestimmten Winkel  $\theta_z$  ( $\theta \geq \theta_z$ ) so kommt, wie in Abbildung 18 zu sehen ist, die Bewegung zum Stillstand (Kusy und Whitley 1997, 1999b). Dabei können Bogen oder Bracket im Extremfall beschädigt (Kusy und Whitley 1999b) oder plastisch verformt werden. Ebenso kann es zu einer Beschädigung der Bracket oder der Bogenoberfläche kommen, indem sich Kerben im jeweiligen Material bilden (Notch=Kerbe, davon abgeleitet „Notching“). Welche Art der Beschädigungen beim Notching auftritt kann dabei klinisch von der Frequenz bzw. der Art des Kauens abhängen (Kusy und Whitley 1997).

Zusätzlich zu den genannten Parametern, die nur Bracket und Bogen betreffen, kommen in der Behandlung noch die durch zusätzlich angebrachte Ligaturen verursachten Kräfte zum Tragen. Diese Ligaturen können dünne, vom Behandler fixierte Edelstahldrähte oder Kunststoffringe sein, ebenso wie in Brackets integrierte Klappen oder Clips, die bei selbstligierenden Brackets zum Einsatz kommen. Ein passiv selbstligierendes Bracket hat nur einen Verschlussmechanismus, der den Slot an seinem oberen Ende abschließt. Da dieser Mechanismus keinerlei zusätzliche Kräfte gegenüber dem Bogen erzeugt, ist er tribologisch vernachlässigbar. Ein aktiv selbstligierendes Bracket hingegen besitzt einen Clip, der in der Lage ist, durch seine Rückstellkräfte eine Kraft auf den im Bracket befindlichen Bogen auszuüben. Ein Einfluss dieser Ligaturclips ist jedoch nur dann gegeben, wenn der Bogen mit dem Mechanismus auch tatsächlich in Berührung kommt, was für Bögen kleinerer Dimensionen zumeist nicht der Fall ist; sie liegen passiv im Slot und sollten nicht bzw. nur in geringem Maße von den Ligaturen beeinflusst werden. Für größere Drahtdimensionen kann die Ligatur bzw. der Clip jedoch zusätzlich Kräfte auf den Draht applizieren bzw. eine weitere tribologisch wirksame Oberfläche erzeugen (Kusy und Whitley 1999b). Dadurch kommt es zur Erhöhung der Reibungskräfte innerhalb des Tribosystems Bracket-Bogen. Im Allgemeinen sind die Details der Auswirkungen der Ligaturen auf die Reibungskräfte komplex und hängen von einer Vielzahl an Parametern ab (Li et al. 2021; Stocker et al. 2022). Da man dadurch die Größe der wirkenden Kräfte und des resultierenden Gleitwiderstandes nicht kennt, ist eine Verringerung der Kontrolle über die Zahnbewegung gegeben. Dieser Kontrollverlust ist bei händisch hergestellten Ligaturen nochmals höher (Kusy 2000).

#### 1.4 Finite Elemente Methode

Durch die hohe Leistungsfähigkeit moderner Computer lässt sich das physikalische und mechanische Verhalten von Werkstücken effizient simulieren. Das Mittel der Wahl hierfür sind numerische Methoden, wie die Finite Elemente Methode (FEM). Bei der Anwendung der FEM wird zunächst ein Körper in diskrete (finite) Elemente zerlegt deren physikalisches Verhalten jeweils durch (partielle) Differentialgleichungen beschrieben wird. Dieses komplexe System von Differentialgleichungen wird dann mit numerischen Mitteln, wie Interpolationsmethoden, gelöst, um zu einer näherungsweisen Beschreibung physikalischer Vorgänge zu gelangen. Da sich die zugrundeliegenden Funktionen einfach in Programme implementieren lassen ist es möglich, physikalische Fragestellungen am Computer zu simulieren. Hierfür wird zunächst ein virtuelles Modell des zu untersuchenden Werkstückes benötigt, dass in eine Vielzahl diskreter

Elemente unterteilt wird. Jedes dieser Elemente lässt sich dann mit den gewünschten physikalischen Eigenschaften ausstatten und die mechanische Reaktion auf eine Randbedingung näherungsweise berechnen.

Klassische Werkstoffe lassen sich mit linearen Materialgesetzen beschreiben und relativ einfach in die Algorithmen integrieren. Hingegen müssen nichtlineare und mit Hysterese behaftete Materialien, wie superelastisches NiTi, durch einen anderen Ansatz beschrieben werden. In den meisten aktuellen FE Analyse Programmen sind bereits entsprechende Materialgesetze zur Beschreibung des superelastischen Verhaltens integriert. Diese Gesetze benötigen zur Berechnung des Materialverhaltens unter anderem die Spannungswerte, bei denen die Vorwärts- bzw. Rückwärtsumwandlung beginnt bzw. zu Ende ist, die maximale Eigendehnung, das Verhältnis der Materialantwort bei Zug bzw. Druck, so wie die E-Moduln beider Phasen (Martensit und Austenit). Damit lassen sich die Spannungs-Dehnungs-Reaktionen superelastischer Materialien im Allgemeinen gut abschätzen.

Als ein Beispiel für die Materialmodelle, die in die Programme integriert sein können, soll hier ein mögliches Modell und seine Implementierung in FE-Code kurz vorgestellt werden (Auricchio und Petrini 2004; Souza et al. 1998):

Dieses Modell ist in der Lage, sowohl die mechanischen, als auch die thermo-mechanischen Eigenschaften von polykristallinem NiTi zu beschreiben (Auricchio et al. 2014). Das Materialgesetz wird zunächst zeitkontinuierlich beschrieben und führt drei Variablen für das Materialverhalten ein. Dazu zählen die externen Kontrollvariablen der Dehnung  $\bar{\epsilon}$  und der absoluten Temperatur  $T$  und die interne Variable des Umwandlungs-Dehnungstensors zweiter Stufe  $\overline{e^{tr}}$ . Ein diesem Tensor zugeordneter Zahlenwert, das heißt seine Größe, kann als Umwandlungsdehnung identifiziert werden. Des Weiteren soll seine Spur Null sein, was einem konstanten Volumen entspricht. Das Modell ist mit dieser Variablen in der Lage zwischen einer Ausgangsphase (Austenit) ohne Dehnung und einer Produktphase (Martensit) mit Dehnung zu unterscheiden. Der Umwandlungsdehnungstensor bewegt sich zwischen Null und der maximalen Umwandlungsdehnung  $\epsilon_L$ , wenn das Material vollständig umgewandelt ist ( $0 \leq \|\overline{e^{tr}}\| \leq \epsilon_L$ ). Diese Dehnung wird als Materialparameter in das Modell integriert. Weiterhin wird die Gültigkeit des Modells auf kleine Dehnungen beschränkt. Damit kann für alle weiteren Schritte die freie Energie  $\Psi$  durch ein konvexes (nach oben offenes) Potential mit folgenden Komponenten beschrieben werden.

$$\Psi(\bar{\epsilon}, \overline{e^{tr}}, T) = \Psi_{el} + \Psi_{ch} + \Psi_{tr} + \Psi_{id} + \mathcal{F}_{\epsilon_L}(\overline{e^{tr}}) \quad (19)$$

Für diese Komponenten sollen zur Verbesserung der Übersichtlichkeit nur die (Material-)Parameter aufgezeigt werden, die sie beeinflussen. Für eine detailliertere Beschreibung sei auf die entsprechenden Publikationen in der Literatur verwiesen (Auricchio und Petrini 2004). Die erste Komponente  $\Psi_{el}(K, G, \theta, \bar{e}, \bar{e}^{tr}, \alpha, T, T_0)$  ist die Energie der elastischen Dehnung. Die Parameter, aus denen sie zusammengesetzt ist, sind der Kompressionsmodul  $K$ , der Schermodul  $G$ , die Volumenanteile  $\theta$  und Verzerrungsanteile  $\bar{e}$  des Dehnungstensors, der Umwandlungs-Dehnungstensor  $\bar{e}^{tr}$ , der Koeffizient der thermischen Expansion  $\alpha$  sowie die aktuelle absolute Temperatur  $T$  und die Referenztemperatur  $T_0$ . Als zweite Komponente folgt die chemische Energie  $\Psi_{ch}(\beta, T, M_f, \bar{e}^{tr})$ . Sie ist abhängig von der aktuellen Temperatur  $T$ , der Endtemperatur der Martensit Umwandlung  $M_f$ , einem Parameter  $\beta$  der die Temperaturabhängigkeit der kritischen Spannung beschreibt und wiederum dem Umwandlungs-Dehnungstensor  $\bar{e}^{tr}$ . Die Umwandlungs-Dehnungs-Energie  $\Psi_{tr}(h, \bar{e}^{tr})$  ist die dritte Komponente und kann mit der Verfestigung des Materials, die durch die Umwandlung hervorgerufen wird, gleichgesetzt werden. Der Parameter  $h$  kann mit der Steigung des Zusammenhangs von Spannung und Umwandlungsdehnung identifiziert werden. Als vierte Komponente wird die freie Energie  $\Psi_{id}(c, u_0, \eta_0, T, T_0)$  verwendet. Dabei sind die bisher nicht beschriebenen Parameter  $c$  die Wärmekapazität, die interne Energie  $u_0$  und die Entropie  $\eta_0$  jeweils für den Referenzzustand. Die letzte Komponente  $\mathcal{F}_{\epsilon_L}(\bar{e}^{tr})$  dient als Indikatorfunktion. Sie verschwindet, wenn die Umwandlungs-Dehnung unterhalb der maximalen Umwandlungs-Dehnung liegt und wird positiv unendlich, wenn sie darüber liegt.

Die partiellen Ableitungen der Energiefunktion  $\Psi$  ergeben die Zustandsgleichungen des Materials für den Volumenanteil der Spannung  $(p = \frac{\partial \Psi}{\partial \theta})$  und den Verzerrungsanteil  $(\bar{s} = \frac{\partial \Psi}{\partial \bar{e}})$ . Des Weiteren kann die Entropie  $(\eta = \frac{\partial \Psi}{\partial T})$ , ebenso wie die thermodynamische Kraft  $(\bar{\chi} = \frac{\partial \Psi}{\partial \bar{e}^{tr}})$  berechnet werden. Mit Hilfe dieser Kenntnisse und dem Zusatz einer Grenzwertfunktion und einer Fließbedingung ist die Beschreibung des zeitkontinuierlichen Materialgesetzes abgeschlossen. Da es sich um eine Annäherung an das reale Materialverhalten handelt müssen einige Bereiche beachtet werden, die das Modell nicht beschreiben kann. Beispielweise wird nicht berücksichtigt, dass das momentane Verhältnis von Austenit zu Martensit einen Einfluss auf andere Materialparameter haben kann. Auch kann nicht zwischen Austenit und entzwillingtem Martensit unterschieden werden. Zuletzt ist es nicht möglich große Dehnungen abzubilden.

Zur Verwendung dieses Materialgesetzes für numerische Verfahren, wie die Finite-Element-Analyse, wurde es in eine zeitdiskrete Form überführt, die schließlich Grundlage für den Lösungsalgorithmus ist. Da es sich um ein nichtlineares Materialverhalten handelt müssen spezielle Lösungsmethoden zur Anwendung kommen. Diese ermöglichen es auch die mehrfachen Spannungsergebnisse für einen gegebenen Dehnungswert zu unterscheiden. Ein Predictor-Corrector Algorithmus, genauer ein Return-Mapping Algorithmus, kommt für dieses Modell zum Einsatz. Zunächst wird durch einen elastischen Prädiktor die Spannung in einem Zustand  $n+1$  berechnet. Befindet sich das Ergebnis im elastischen Bereich, so kann es akzeptiert und als neuer Spannungszustand verwendet werden. Tut es dies jedoch nicht, überschreitet also die Fließgrenze, so wird durch den Korrektor von diesem Ergebnis ausgehend ein korrekter Zustand berechnet, der auf der Fließgrenze liegt (Moosa 2012). Für das zeitdiskretisierte Modell wird eine konstante Temperatur für jeden Berechnungsschritt angenommen. Im Falle des vorliegenden NiTi Modells wird für das Return-Mapping zunächst der Prädiktor („Trial State“) des Umwandlungs-Dehnungstensors  $\overline{e^{tr}}$  und der Verzerrungsanteil der Spannung  $\bar{\sigma}$  berechnet. Anschließend folgt die Berechnung der thermodynamischen Kraft, des Wärmeausdehnungskoeffizienten und der Grenzfunktion im Trial State. Anhand der Ergebnisse der Grenzfunktion wird dann entschieden, ob ein elastischer Schritt vorliegt, ob der Schritt korrigiert werden muss oder ob die Berechnung endet. Der Korrektur- oder unelastische Schritt wird mit dem Newton-Raphson Verfahren als Approximationsverfahren berechnet, welches sich für nichtlineare Funktionen gut eignet. Durch diverse uniaxiale (Zug-)Versuche wurde gezeigt, dass sich das Modell gut eignet, um die Superelastizität zu modellieren, ebenso wie die Unterschiede im Materialverhalten bei Zug- oder Druckbelastung darzustellen. Dieses Modell wurde aufgrund seiner Einfachheit bereits in FE-Codes eingesetzt (Auricchio und Bonetti 2013).

Basierend auf diesem und ähnlich einfachen Materialmodellen wurden weiterentwickelte Modelle erstellt. Diese integrieren mikrostrukturelle Phänomene, das Verhältnis von Martensit und Austenit, das Entzwilligen von Martensit, kinetische Unterschiede in den Vorwärts- bzw. Rückwärtsumwandlungen und von der Umwandlung abhängige elastische Eigenschaften (Auricchio und Bonetti 2013; Auricchio et al. 2014). Sie sind dadurch in der Lage die thermisch und mechanisch induzierten Effekte zu modellieren (Auricchio und Bonetti 2013) oder auch multiaxiale Belastungsszenarien besser abzubilden (Arghavani et al. 2010a). Die bestehenden Modelle können grob eingeteilt werden, abhängig vom jeweiligen Fokus bzw. Geltungsbereich. So sind Modelle bekannt, die sich vor allem mit der Mikrostruktur der Formgedächtnislegierungen beschäftigen (Bo und Lagoudas 1999; Sun und Hwang 1993) und in der Lage sind, die auftretenden Phänomene zu erklären. Für die Anwendung auf größeren Skalen sind sie jedoch

nur schwer übertragbar (Arghavani et al. 2010a). Eine weitere Modellfamilie sind mesoskopische Modelle, die die Mechanik der Mikrostrukturen mit der Kontinuumsmechanik im makroskopischen Maßstab verbinden (Fischer et al. 1998; Marketz und Fischer 1995). Diese sind zwar in der Lage korrekte Vorhersagen des Materialverhaltens zu treffen, jedoch sehr kompliziert und zeitaufwändig zu berechnen (Arghavani et al. 2010a). Als letzte Gruppe von Modellen sind die „Phänomenologischen oder Makromodelle“ (Arghavani et al. 2010a, 2010b; Arghavani et al. 2011; Auricchio und Petrini 2004; Auricchio und Bonetti 2013; Auricchio et al. 2016; Souza et al. 1998) zu nennen, die auf Kontinuumsmechanik beruhen und für die Implementierung in numerische Methoden, wie die FEM, hervorragend geeignet sind (Arghavani et al. 2010a). Neben den in den Literaturstellen genannten Modellen gibt es eine Vielzahl weiterer Modelle oder Erweiterungen bestehender Modelle. Entsprechend der Forschungsfragestellung müssen die am besten geeigneten Modelle ausgewählt werden.

### **1.5 Simulation von Kaubewegungen**

Das Kauen ist ein biomechanisch bzw. mechanisch hochkomplexer Vorgang. Dabei müssen von den Kaumuskeln zum Teil sehr hohe Kräfte erzeugt werden, um die Nahrung zerkleinern zu können. Dies umfasst auch harte Nahrungsmittel, wie z.B. Nüsse, die sehr hohe Kräfte für die Zerkleinerung benötigen. Weiterhin erzeugt das Kauen keine statischen Kräfte, sondern zeitlich variable und sich wiederholende, das heißt schwellende, Druckbeanspruchungen. Nicht zuletzt können harte oder abrasive Speisen oder Speisезusätze die Zahnoberfläche in einigen Fällen schwächen oder beschädigen. Diese hohen Beanspruchungen werden im gesunden Gebiss vom Zahnhalteapparat (Parodontalligament) aufgefangen und gedämpft. Ebenso sorgt der sehr harte Zahnschmelz für einen hohen Abrasionswiderstand. Bei Erkrankungen der Zähne bzw. der umgebenden Gewebe, wie Bindegewebe bzw. Knochen, müssen Zähne unter Umständen zahnmedizinisch versorgt oder teilweise oder im schlimmsten Fall auch vollständig durch Zahnprothesen ersetzt werden. Aufgrund der vielfältigen auf die Prothetik wirkenden Beanspruchungen ist es nötig, diese auf ihre Haltbarkeit bzw. Lebensdauer zu untersuchen.

Daher kommen z.B. in der zahnärztlichen Prothetik Kausimulatoren zum Einsatz, um prothetische Aufbauten, wie z.B. Brücken, Inlays oder die verwendeten Komposite auf Ihre dauerhafte mechanische Haltbarkeit, Scherhaftfestigkeit und Abrasionsneigung im Mund zu untersuchen (Choi et al. 2017; Kessler et al. 2021; Michailova et al. 2020; Padipatvuthikul und Mair 2008; Prechtel et al. 2020; Qin et al. 2021; Rohr et al. 2022; Singhatanadgit et al. 2016). Diese Kausimulatoren wurden mit dem Ziel entwickelt, eine vorgegebene Last in definierter Richtung mit festgelegter Periodizität auf das Testobjekt applizieren zu können. Die meisten dieser Geräte

sind auch noch mit einer Funktion zum dauerhaften oder wechselnden Umspülen mit temperierter Flüssigkeit ausgestattet, um den im Mund vorhandenen Speichel zu simulieren. Des Weiteren gibt es Ausführung dieser Simulatoren, die eine bidirektionale Kraftapplikation darstellen können (Singhatanadgit et al. 2016). Anders als statische Prüfmethode mit einmaliger Kraftapplikation kann mit diesen Kausimulatoren auf die Materialermüdung rückgeschlossen werden. Neben prothetischen Kausimulatoren gibt es solche, die den Kauvorgang inklusive Kaubewegungen an sich und die Erzeugung (des Nahrungs-)Bolus simulieren können (Zhou und Yu 2022). Derartige Kausimulatoren werden auch zur Verbesserung der Formgebung von Zahnersatz und daraus resultierend besseren Kauergebnissen eingesetzt (Hashimoto et al. 2017). Auch für andere biomedizinische Anwendungen, wie das Verabreichen von Medikamenten, wurden Kausimulatoren entwickelt (Alemzadeh et al. 2021). Da auch festsitzende kieferorthopädische Apparaturen bestimmten schwellenden Belastungen bei der Mastikation ausgesetzt sind, kann es zu einem Ablösen oder in seltenen Fällen einem Versagen der Bracket-Körper kommen.

## 2. Problemstellung und Zielsetzung

### 2.1 Bisherige Entwicklung des Brackets

Nach der Konzipierungsphase des neuartigen V-Slot Brackets durch den Hersteller (redsystem GmbH, München) konnte dies bereits erfolgreich in funktionsfähige Werkstücke überführt werden (Eichenberg 2013; Wichelhaus 2017). Die Herstellung erfolgte aus einem Blech aus superelastischem NiTi mittels Drahterodieren. Dabei wird, nach dem Prinzip der Funkenerosion, durch einen Draht als Kathode, über ein Dielektrikum, zum Werkstück als Anode mittels Spannungspulsen Strom übertragen. Die dabei entstehenden gepulsten Funken lösen Metallfragmente aus dem Werkstück heraus. Damit kann das Werkstück in die gewünschte Form gebracht werden. Ein Vorteil dieses Verfahrens ist, dass das Material thermisch kaum belastet wird, da dies ansonsten die superelastischen Eigenschaften verändern könnte.

Des Weiteren konnte die gewünschte Flexibilität und die Spielfreiheit des V-Slot und -Bogen Systems gezeigt werden (Wichelhaus 2017). Beim Einbringen eines V-Bogens oder eines rechteckigen bzw. Rundbogens konnte bereits beobachtet werden, dass sich die Flügel elastisch verbiegen können. Ist der Bogen komplett in den Slot eingebracht federn die Flügel zurück und halten den Bogen im Slot. Damit konnte die geforderte Flexibilität des Designs, hervorgerufen durch Festkörpergelenke, bereits gezeigt werden. Weiterhin war es möglich nachzuweisen, dass

die weitestgehende Spielfreiheit in der Lage ist Drehmomente effektiv vom Bogen auf das Bracket zu übertragen (Wichelhaus 2017). Zur Überprüfung dieses Sachverhalts wurde ein V-Slot und -Bracket System in einen speziellen Versuchsaufbau eingebracht, der in der Lage ist, das resultierende Drehmoment in Abhängigkeit des Torsionswinkels des Bogens zu ermitteln.

## 2.2 Problemstellung

Im Anschluss an diese ersten erfolgreichen Überprüfungen ist es notwendig die mechanischen Eigenschaften und das Verhalten des Brackets genauer zu beschreiben und die Dauerfestigkeit für den Zeitraum des Gebrauchs nachzuweisen. Die bisherigen Untersuchungen zur Kraft- und Momentübertragung konzentrierten sich auf das resultierende Drehmoment am Bracket. Eine Beschreibung des mechanischen Verhaltens des Brackets wurde bisher noch nicht durchgeführt. Ebenso ist nicht bekannt, wie das Bracket selbst auf Kaukräfte und applizierte Kräfte oder Momente reagiert. Es ist außerdem von erheblichem Interesse, ob sich Unterschiede hinsichtlich des Gleitwiderstandes zwischen konventionellen Brackets und dem neuen Bracket ergeben. Ermüdungseigenschaften und die zu erwartende Lebensdauer bei unterschiedlichen Designvarianten des V-Slot Brackets sind ebenfalls noch nicht untersucht. Dieser Punkt ist besonders wichtig, da Brackets über den gesamten Zeitraum einer Behandlung zuverlässig funktionieren müssen und kein Wechsel der Brackets aufgrund von Brüchen oder Ablösungen vorkommen sollte, da dies die Behandlungsdauer verlängert. Durch die Auswertung dieser Daten können Designmodifikationen abgeleitet werden.

## 2.3 Zielsetzung

Ziel des ersten Teils dieser Arbeit war die Entwicklung und Programmierung eines Kausimulators. Mit dieser Anlage sollte die Lebensdauer eines kieferorthopädischen V-Slot Brackets aus superelastischem NiTi (redsystem GmbH, München, Deutschland) untersucht werden. Zum Zeitpunkt des Beginns dieser Arbeit waren keine Kausimulatoren kommerziell erhältlich oder als Standard in der Forschung verwendeten Geräte zur Ermittlung der Bracket-Lebensdauer bei Beanspruchung durch Mastikation bekannt. Nach Abschluss der Entwicklungsarbeit sollte dieser Versuchsstand verwendet werden, um das Ermüdungsverhalten von V-Slot Brackets zu analysieren. Zudem soll eine mechanische Beschreibung der beweglichen Bracket-Flügel erstellt werden, um deren Verhalten bei Belastung abschätzen zu können.

Das zweite Ziel der Arbeit war die Implementierung der ursprünglichen Bracket-Daten in ein FEM-Modell und nachfolgend die mechanische Berechnung der Belastungssituation. Durch

FE-Simulationen sollten Spannungen und Dehnungen am Bracketkörper, die durch die Belastung bei der Mastikation entstehen, bestimmt werden. Damit waren lokalisierte Spannungsbzw. Dehnungsspitzen zu identifizieren und durch iterative Änderungen der Geometrie des Brackets zu minimieren. Die resultierenden konstruktiven Iterationsschritte sollten wiederum mit Hilfe des Kausimulators auf ihre Ermüdungseigenschaften geprüft werden.

Ziel des dritten Teils dieser Arbeit war die biomechanische Evaluation der iterativ verbesserten Geometrie des V-Slot Brackets im Zusammenspiel mit dem V-Bogen aus NiTi im Vergleich zu konventionellen Zwillingsbrackets mit rechtwinkligem Slot und Bogen aus Stahl. Spezifisch sollten dabei durch ausführliche Finite Elemente Analysen die Drehmomentübertragung durch die Brackets, das zwischen Bracket-Flügeln und Bögen vorhandene Spiel, sowie an den Brackets erzeugte Kräfte systematisch untersucht werden.

### **3. Material und Methodik**

Die vorliegende Arbeit konzentrierte sich zunächst auf die Konzipierung, den Aufbau, die Programmierung, sowie die Inbetriebnahme eines kieferorthopädischen Kausimulators (KFO-Kausimulator) zur Messung der Ermüdungseigenschaften der vorhandenen Brackets mit der Revisionsnummer 15. Iterativ verbesserte Prototypen wurden anschließend ebenso hinsichtlich ihrer Lebensdauer untersucht.

Parallel zu den Ermüdungsversuchen wurde ein virtuelles Modell des V-Slot Brackets erstellt. Dieses Modell wurde in ein FE Analyse Programm überführt und strukturmechanischen Simulationen unterworfen. Ausgehend von den Ergebnissen dieser Simulationen konnten die Brackets hinsichtlich ihrer Spannungsverteilungen und Dehnungsverläufen verbessert und in die Lebensdaueruntersuchungen zurück überführt werden.

#### **3.1 Herstellung der Proben**

Untersucht wurden verschiedene, in mehreren Designiterationen verbesserte Modelle des V-Slot Brackets ausgehend vom Revisionsstand 15. Diese Modelle wurden mit einem CAD-Programm Autodesk Inventor 2021 (Autodesk, Inc., San Rafael, CA, USA) konstruiert. Zur Herstellung der realen Brackets wurden die CAD-Modelle in zweidimensionale CAD-Zeichnungen und schließlich in eine für eine Drahterodiermaschine lesbare Form überführt. Ausgangspunkt für das Erodieren der Brackets waren NiTi Bleche der Abmessungen (350 x 85 x 5) mm (LxBxH). Diese Bleche wurden mittels Drahterosion in Streifen der Dimension  $3 \times 5 \times 40 \text{ mm}^3$  geteilt, aus denen wiederum die Brackets erodiert wurden. Die Ausrichtung der Brackets im

NiTi-Blech-Streifen erfolgte dergestalt, dass die langen Kanten der Bracket und der Querschnitt des Streifens parallel liegen. Als Toleranzen sind  $\pm 10\mu\text{m}$  innerhalb des Erodierprozesses vorgegeben. Die Vorzugsrichtung des NiTi Bleches war beliebig orientiert, eine mögliche Anisotropie in den Materialeigenschaften wurde in Kauf genommen.

Die für den Bracket-Prototypen des Revisionsstandes 15 (Ausgangspunkt der iterativen Verbesserung) verwendeten Abmessungen sind in Abbildung 19 und Abbildung 20 zu sehen.

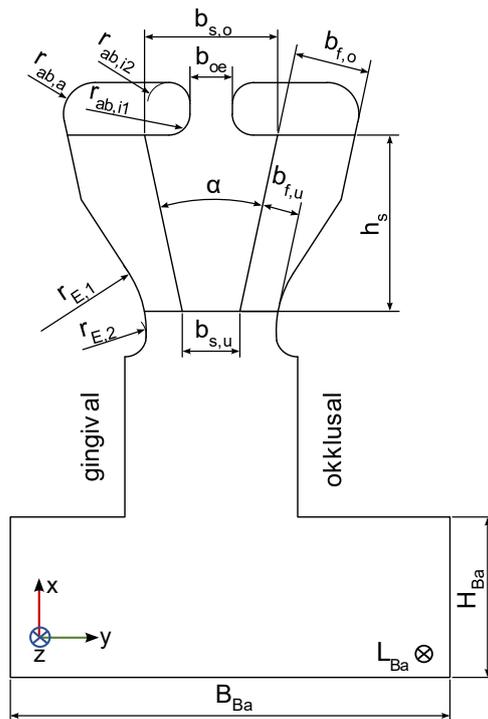


Abbildung 19: Schemazeichnung der Frontansicht des Start-Prototyps des V-Slot-Brackets der für die Lebensdaueruntersuchungen hergestellt wurde. Die für diese Arbeit wichtigen Abmessungen sind dabei der Winkel der Flügel ( $\alpha=24^\circ$ ), die Breite des Flügels unten ( $b_{f,u}=0,18\text{ mm}$ ) und der Radius 1 der Einschnürung ( $r_{E1}=0,50\text{ mm}$ ). Die weiteren Maße sind die Breite des Slot oben  $b_{s,o}$ , die Breite des Slots unten  $b_{s,u}$ , die Breite der Flügel oben  $b_{f,o}$ , die Höhe des Slots  $h_s$ , die Breite der Öffnung  $b_{oe}$ , der Radius des Abschlusses außen  $r_{ab,a}$ , die Radien des Abschlusses innen  $r_{ab,i1}/r_{ab,i2}$ , der Radius 2 der Einschnürung  $r_{E2}$ , die Höhe der Basis  $H_{Ba}$ , die Breite der Basis  $B_{Ba}$  und die Länge der Basis  $L_{Ba}$ .

Die für die Untersuchungen gefertigten Proben entsprachen den Brackets die für die lateralen und mittigen Frontzähne (42; 41; 31; 32) eingesetzt werden. Aus Gründen der Vereinfachung wurde auf die Implementierung von Torque und Angulation verzichtet. Seitlich in das Bracket ist aus patentrechtlichen Gründen ein Fenster eingebracht (Abbildung 20). Das Design der Basis zur Einspannung in der Prüfvorrichtung wurde speziell auf die konstruierte Halterung angepasst, ohne dass diese Veränderungen einen Einfluss auf die Ermüdungsbruchgeschehen hatten.

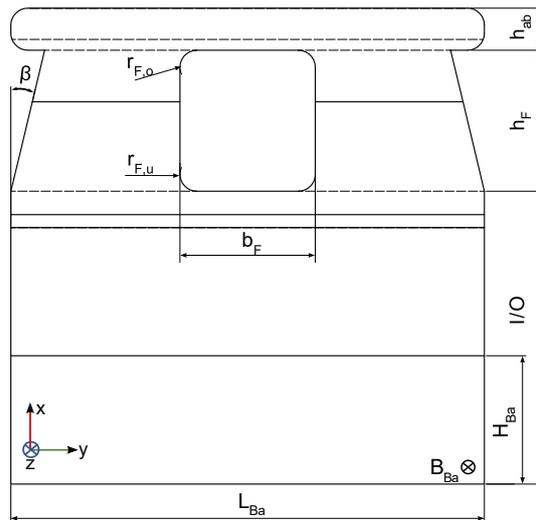


Abbildung 20: Seitenansicht des initialen Prototyps der für die Lebensdaueruntersuchungen hergestellt wurde. Die in dieser Arbeit benötigten Abmessungen sind die Breite des Fensters ( $b_F=0,80$  mm), der Radius des Fensters unten ( $r_{F,u}=0,10$  mm) und die Länge der Basis ( $L_{Ba}=2,80$  mm). Die weiteren Parameter sind die Höhe des Fensters  $h_F$ , der Radius des Fensters oben  $r_{F,o}$ ,  $I/O = In / Out$ , die Höhe der Basis  $H_{Ba}$ , die Breite der Basis  $B_{Ba}$ , die Höhe des Abschlusses  $H_{ab}$  und der Winkel der Flügel  $\beta$ .

### 3.2 Kieferorthopädischer Kausimulator

Zur experimentellen Ermittlung der Lebensdauer wurde ein Versuchsstand entworfen und aufgebaut (vgl. Kapitel 4.1.1). Dieser Versuchsstand ist in der Lage eine definierte schwellende Druckbelastung mit definierter Frequenz auf die zu untersuchenden Brackets aufzubringen.

Zur Vorbereitung der Versuche wurden die zu untersuchenden Brackets in eine speziell angefertigte Halterung eingebracht, positioniert und arretiert. Anschließend wurden Brackets und Druckstempel parallel zueinander ausgerichtet, so dass der Druckstempel in der Lage war, alle eingespannten Brackets gleichmäßig im oberen Drittel der Flügel zu belasten. Dieser Abstand zwischen Fixierung des Brackets und dem Auftreffpunkt des Messstempels, also dem Kraftangriffspunkt (KAP), wurde jeweils mit einer Fühlerlehre gemessen und vor dem Messdurchgang festgelegt. Die Frequenz  $f$  der Belastung betrug ca.  $1,2$  Hz. Durch die Fixierung der Auslenkung bzw. des Umkehrpunktes des Messstempels, wurde eine gleichbleibende Dehnung des Werkstücks gewährleistet. Die Amplitude der entstehenden Kräfte und ihr Verlauf wurden mittels einer Kraftmessdose Siemens Siwarex WL260 SP-S AA (Siemens AG, München, Deutschland) mit einem maximalen zusammengesetzten Fehler von  $\pm 0,02\%$  des Nennkennwerts von  $2,0$  mV/V durchgeführt. Die maximal messbare Kraft betrug  $200$  N. Das eigens entwickelte Steuerungsprogramm zeichnete die Messwerte mit einer Rate von  $10$  1/s auf. Da die Brackets aus superelastischem NiTi gefertigt waren, fanden die Versuche in einer abgeschlossenen Temperierkammer statt die mit Hilfe eines PID-Temperaturreglers EMKO ecoLITE 4.6.2R.0.0 (TDE Instruments GmbH, Steinenbronn, Deutschland) auf  $\vartheta=(36\pm 1)^\circ\text{C}$  eingestellt wurde.

Zur Ermittlung ihres Ermüdungsverhaltens wurden die Brackets, angelehnt an das in DIN50100 beschriebene Vorgehen für Versuche zur Ermittlung der Dauerfestigkeit, untersucht. Es wurde

darauf geachtet in jeder Iteration ausreichend Werkstücke zu untersuchen (Haibach 2006). Diese wurden mit einer schwellenden Druckbeanspruchung beaufschlagt, deren Amplitude zwischen 40 und 120 N variiert wurde. Beim Versagen eines oder mehrerer Brackets wurde die Anzahl  $N$  der vollständigen Zyklen, die bis zum Bruch durchlaufen wurden, bestimmt. Aus den so erhaltenen Messpunkten konnte mit einer Anpassung mittels Exponentialgesetz die Lebensdauerkurve des Bauteils ermittelt werden. Ein „Runout“ oder „Durchläufer“ wurde bei  $N = 50.000$  Zyklen definiert. Das heißt, dass ab dieser Zyklenzahl eine Dauerfestigkeit der untersuchten Brackets zumindest über einen Behandlungszeitraum von ca. 1,5 Jahren (18 Monate) angenommen wurde. Zur Beurteilung der Lebensdauer der Werkstücke erfolgte die Einordnung anhand der Anzahl  $N$  der Zyklen bis zum Materialversagen.

### 3.3 Iterative Weiterentwicklung des V-Slot Brackets

Es wurden iterativ mehrere Revisionen des Brackets durch den Hersteller bereitgestellt. Aus den zunächst durchgeführten FE-Simulationen zur Belastung der Ausgangsversion des Brackets wurden die Stellen mit den höchsten Spannungs- und Dehnungswerten identifiziert und als zu variierende Parameter festgelegt. Die Parameter, die dabei zur Anpassung ausgewählt wurden, waren die Breite des okklusal orientierten Flügels unten  $b_{f,u}$ , die Breite des seitlichen Fensters  $b_F$  und dessen Radien auf Höhe des Slotbodens  $r_F$ . Dazu wurde zunächst ein CAD-Modell auf Grundlage des Ausgangs-Brackets, d.h. der Revision 15, mit Hilfe der CAD-Software Autodesk Inventor 2021 (Autodesk, Inc., San Rafael, CA, USA) erstellt, das für den Einsatz im Kausimulator geeignet war, wie bereits in Kapitel 3.1 beschrieben. Da Brackets im Allgemeinen nur sehr selten ohne Bogen verwendet werden wurden Simulationen zur Belastung des Ausgangs-Brackets, inklusive eingesetztem Bogen, durchgeführt. Um die Auswirkungen der Bögen auf die Belastung nachvollziehen zu können wurde das Bracket ohne Bogen, sowie zusätzlich mit einem quadratischen 0,016"x0,016" und einem V-Bogen simuliert. Nach Ausschöpfen dieser Möglichkeit wurde eine Anpassung der Geometrie der belasteten (okklusalen) Flügels, auf Grundlage der Abschätzungen der Biegelinie, vorgenommen. Auch an dieser Flügelgeometrie wurde eine Parameterstudie mit den oben genannten Parametern durchgeführt. Aus den Ergebnissen der Studien wurden schließlich die vielversprechendsten Geometrien ausgewählt und in reale Brackets umgesetzt. Jede dieser Revisionen wurde den Ermüdungsversuchen unterzogen und entsprechend den Ergebnissen konnte die Eignung der Bracket-Geometrie beurteilt werden. Ziel war es die Geometrie der Brackets dergestalt zu verbessern, dass ein Runout erreicht werden konnte.

Zur strukturierten Weiterentwicklung wurden die in VDI 2221, 2222 & 2225 (VDI-Zentrum-Ressourceneffizienz o. J.) vorgestellten Schritte übernommen. Ausgangspunkt ist hierfür die Definition der Anforderungen, im vorliegenden Fall das Erreichen einer ausreichenden Dauerfestigkeit über den Behandlungszeitraum des Brackets. Anschließend erfolgt die Konzeptionierung. Diese wurde zunächst aufgrund von Abschätzungen mit Hilfe der technischen Mechanik (Kapitel 1.1.2 & 1.2.2) durchgeführt. Ausgehend davon wurde ein Entwurf der nächsten Bracket-Revision erstellt und ausgearbeitet (Bender und Göhlich 2020). Diese Schritte wurden iterativ so lange durchgeführt, bis das gewünschte Ergebnis erreicht war. Die Entwürfe der Bracket-Revisionen wurden jeweils in funktionsfähige Prototypen überführt. Nach dem ersten Entwurf wurden in allen folgenden Iterationen die Resultate der Lebensdauerversuche mit einbezogen. Mit dieser Struktur war eine gezielte und systematische Vorgehensweise zur Weiterentwicklung der V-Slot-Brackets gewährleistet.

### 3.4 Finite Elemente Analysen

Die Finite Elemente Analysen (FEA) wurden mittels ANSYS 2022R2 (ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA) durchgeführt. Das verwendete Materialgesetz zur Beschreibung der Superelastizität von NiTi Legierung war bereits in der verwendeten Version von ANSYS implementiert und musste daher nicht gesondert einprogrammiert werden. Die für das Materialgesetz benötigten Parameter und die entsprechend verwendeten Werte sind in untenstehender Tabelle 2 zusammengefasst. Wie in Kapitel 1.4 gezeigt können derartige Modelle das phänomenologische Verhalten von Formgedächtnislegierungen, wie z.B. deren Pseudoelastizität, zuverlässig darstellen. Das Modell dürfte dem in diesem Kapitel gezeigten Modell zum größten Teil entsprechen (Alazzawi und Filip 2019). Zur Verifizierung dieses Materialmodells wurde ein Element eines simulierten Modells isoliert ausgewertet und die Existenz der Spannungs-Dehnungs-Hysteresis von NiTi nachgewiesen. Die Kennwerte der übrigen verwendeten Materialien sind bereits in der Materialdatenbank von Ansys enthalten, sollen jedoch der Vollständigkeit halber hier noch mit aufgeführt werden. Für einen *W.Nr. 1.4542 (17-4 PH)* Stahl bei  $\vartheta \approx 36^\circ\text{C}$  ist der E-Modul mit  $E=204\text{ GPa}$  und die Querkontraktionszahl  $\nu=0,291$  angegeben. Bei einem *W.Nr. 1.4401 (316)* Edelstahl bei  $\vartheta \approx 36^\circ\text{C}$  sind es  $E=195\text{ GPa}$  und  $\nu=0,25$ .

Tabelle 2: In der FEA verwendete Materialparameter und die zugehörigen verwendeten Werte für die Simulation superelastischen Materialverhaltens drei verschiedener angenommener NiTi Legierungen.

Parameter		Bedeutung	Material M1	Material M2	Material M3
Elastischer Anteil	E [Pa]	E-Modul der austenitischen Phase	$7,00 \cdot 10^{10}$	$7,00 \cdot 10^{10}$	$7,00 \cdot 10^{10}$
	$\nu$	Querkontraktionszahl / Poissonzahl der austenitischen Phase	0,33	0,33	0,33
	K [Pa]	Kompressionsmodul (abgeleitet aus E-Modul und Poissonzahl)	$6,86 \cdot 10^{10}$	$6,86 \cdot 10^{10}$	$6,86 \cdot 10^{10}$
	G [Pa]	Schubmodul (abgeleitet aus E-Modul und Poissonzahl)	$2,63 \cdot 10^{10}$	$2,63 \cdot 10^{10}$	$2,63 \cdot 10^{10}$
Superelastischer Anteil	$\sigma_s^{AS}$ [Pa]	Spannung bei der Vorwärtstransformation zu Martensit beginnt	$4,00 \cdot 10^8$	$3,50 \cdot 10^8$	$3,00 \cdot 10^8$
	$\sigma_f^{AS}$ [Pa]	Spannung bei der Vorwärtstransformation zu Martensit endet	$4,80 \cdot 10^8$	$4,30 \cdot 10^8$	$3,80 \cdot 10^8$
	$\sigma_s^{SA}$ [Pa]	Spannung bei der die Rückwärtstransformation zu Austenit startet	$2,50 \cdot 10^8$	$2,00 \cdot 10^8$	$1,50 \cdot 10^8$
	$\sigma_f^{SA}$ [Pa]	Spannung bei der die Rückwärtstransformation zu Austenit endet	$1,60 \cdot 10^8$	$1,10 \cdot 10^8$	$0,60 \cdot 10^8$
	$\epsilon_L$ [m/m]	Maximale Rest-/Eigenspannung	0,063	0,063	0,063
	A	Unterschied in der Materialantworten bei Zug und Druck	0	0	0
	$E_s$ [Pa]	E-Modul der vollständig umgewandelten Martensitischen Phase	$2,50 \cdot 10^{10}$	$2,50 \cdot 10^{10}$	$2,50 \cdot 10^{10}$

Simuliert wurden V-Slot Brackets und V-Bögen verschiedener Iterationen aus den oben genannten NiTi Legierungen mit unterschiedlichen Materialmodellen *M1-M3*. Ebenso wurde ein Zwilling Bracket aus *W.Nr. 1.4542* mit Bögen aus *W.Nr. 1.4401* Edelstahl unterschiedlicher Abmessungen in den Simulationen verwendet. Ausgangspunkt aller Simulationen waren die zuvor erstellten CAD-Modelle der jeweiligen Bracket-Revisionen. Zu beachten ist, dass die Modelle aller Bögen mit einer Kantenverrundung von  $r=0,1 \text{ mm}$  versehen waren. Anschließend wurden die Modelle in ANSYS überführt und mittels des integrierten Mesh -Werkzeugs (engl. „mesh“=Netz) vernetzt. Die jeweilige Elementgröße und Art der Elemente war abhängig von der durchgeführten Untersuchung und der Anzahl der beteiligten Komponenten, wie Bogen und Bracket. Als gleichbleibende Randbedingungen wurden eine Temperatur von  $36^\circ\text{C}$  und eine feste Fixierung am Boden der Bracket-Basis eingeführt.

Die Kontakte zwischen Bracket und Bogen wurden für alle Simulationen jeweils als „reibungsbefahet“ gewählt. Für den Kontakt zwischen zwei NiTi Oberflächen wurde  $\mu=0,25$  und zwischen Edelstahl und Edelstahl  $\mu = 0,15$  gewählt. Dies erfolgte anhand experimenteller Kennwerte aus der Literatur für die genannten Kontaktpaarungen mit Speichel (Kusy et al. 1998).

Das gesamte System beinhaltete mehrere Nichtlinearitäten. Dies galt für alle Simulationen da die verwendeten Kontakte als „reibungsbefahet“ gewählt waren. Für die Modelle denen NiTi als Material zugewiesen wurde musste zusätzlich die Nichtlinearität des Materials berücksichtigt werden. Zuletzt ist eine nichtlineare Berechnung bei der Kontaktfindung des Systems zu beachten. Dies tritt vor allem bei Kontakten auf, die sich erst nach einer bestimmten Bewegungsstrecke berühren. Da diese Nichtlinearitäten eine Konvergenz des Systems verhindern können muss für die Berechnung der Kontakte und das Materialverhalten von NiTi die Option „Große Verformungen“ aktiviert sein. Weiterhin musste die unsymmetrische (Nasdala 2015) „Newton-Raphson“ Methode als Lösungsmethode gewählt werden, sowie für die Kontaktberechnung das „Pure-Penalty“ Verfahren. Zuletzt war es vor allem für die Kontaktfindung zum Teil notwendig mehrere Schritte, in denen jeweils nur ein Teil der Last aufgebracht wird (Lastschritte) festzulegen. Deren Anzahl wurde je nach Problemstellung zwischen einem und vier Schritten gewählt. Konnte keine konvergente Lösung gefunden durch den Automatismus von Ansys gefunden werden, wurden die Lastschritte je nach Anforderung in weitere Unterschritte (Substeps) unterteilt. Dabei musste die Anzahl der initialen Substeps, die minimale Substep-Anzahl, sowie die maximale Substep-Anzahl eingestellt werden. Die Anzahl der initialen und minimalen Substeps wurde jeweils identisch gewählt und lag zwischen 10 und 100. Die maximale Anzahl wurde zwischen 20 und 500 Substeps festgelegt (vgl. Tabelle 24 - Tabelle 33, Anhang). Die Ausgabe der Newton-Raphson Residua erlaubte es, die Stellen, an denen keine Konvergenz erreicht werden konnte, zu identifizieren.

### **Randbedingungen und Ergebnisauswahl bei der Belastungsanalyse für Dauerfestigkeit**

Als Belastung wurden für die durchgeführten Analysen und Parameterstudien jeweils eine Kraft von  $F=40N$  auf den okklusalen Flügel aufgebracht. Für die, im Laufe der vorliegenden Arbeit entwickelte neue Bracket-Form wurde für die Parameterstudie ein Flügel des Modells separiert und wiederum mit einer Kraft von  $F=40 N$  auf den höher belasteten okklusalen Flügel beaufschlagt. Variiert wurden dabei die Dicke des okklusal orientierten Flügels unten und oben ( $b_{f,u}$  &  $b_{f,o}$ ), die Breite des seitlichen Fensters ( $b_F$ ) und dessen Radius ( $r_F$ ) (vgl. Kapitel 3.3). Für alle Parameterstudien wurden die Verteilungen der von Mises Vergleichsspannung, der Vergleichsdehnung und der Normalspannung in x-Richtung (vgl. Kapitel 1.1.1) ausgewertet. Die Normalspannung wurde aufgrund der starken Richtungsabhängigkeit der Belastung zur Auswertung der FEA herangezogen.

## Randbedingungen der Analyse zur Kraft- und Momentübertragung

Um die Reaktion des Brackets bei einer Auslenkung des V-Bogens in x-Richtung zu bestimmen, wurde ein V-Bracket-Bogen-System als Modell erstellt. Der V-Bogen (Rev. 5, Querschnitt in Abbildung 21) wurde mit verschiedenen Längen von  $l_{Bogen}=8,8\text{ mm}$ ,  $18,8\text{ mm}$  und  $28,8\text{ mm}$  konstruiert.

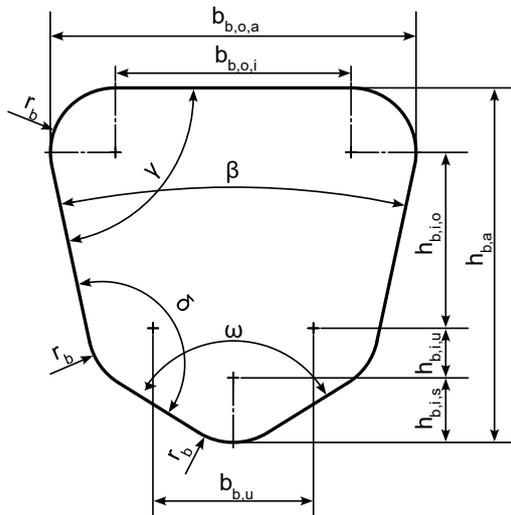


Abbildung 21. Technische Zeichnung der Revision 5 (Rev 5) des V-Bogens mit dem alle FE-Simulationen durchgeführt wurden. Die Höhe  $h_{b,a}$ , die Breite  $b_{b,o,a}$ , sowie der Winkel  $\beta$  ist identisch mit dem Ausgangsbogen. Der flache Abschluss des Bogens wurde durch eine abgerundete Spitze ersetzt. Der Öffnungswinkel der Spitze ist  $\omega$ , der Winkel zu den oberen Seiten des Bogens ist  $\delta$ . Der Winkel der Seiten zur oberen Kante ist  $\gamma$ . Alle Kanten sind mit Abrundungen mit Radius  $r_b$  versehen. Die Höhe der Radienmittelpunkte der Außenkanten der Spitze sind mit  $h_{b,i,u}$  und  $h_{b,i,s}$  bezeichnet. Der Abstand der Radienmittelpunkte an der Oberseite des Bogens mit  $b_{b,o,i}$ .

Die Bereiche des Bogens, der außerhalb des Brackets lag, wurde als freie Weglängen (fwl) bezeichnet. Diese berechnete sich mit der mesial-distalen Breite des Brackets  $b_{Bracket}$  zu  $fwl = (l_{Bogen} - b_{Bracket})/2$ . Mit einer Breite des V-Slot-Brackets von  $2,8\text{ mm}$  entsprach dies  $fwl = 3\text{ mm}$ ,  $8\text{ mm}$  und  $13\text{ mm}$ . Für die Interbracketabstände (ibd) ergeben sich daraus  $5,8\text{ mm}$ ,  $10,8\text{ mm}$  und  $15,8\text{ mm}$ . Für die Bogenlängen wurden Werte aus der Literatur als Orientierung verwendet (Whitley und Kusy 2007b), ansonsten sind sie aber rein arbiträr gewählt. Die V-Bögen wurden jeweils um die definierten Beträge  $|y_1|=0,5\text{ mm}$ ,  $|y_2|=1,0\text{ mm}$ ,  $|y_3|=1,5\text{ mm}$  und  $|y_4|=2,0\text{ mm}$  entlang der y-Achse in positive und negative Richtung mittels externer Verschiebung, inklusiver aktivierter Option „verformbar“, ausgelenkt. Diese Simulationen wurden sowohl an einem Modell des V-Slot Brackets inklusive V-Bogen als auch an einem konventionellen Zwillingsbracket mit  $0,022''$  Slot-Breite in Kombination mit rechteckigen Bögen der Abmessung  $0,018'' \times 0,025''$  und  $0,019'' \times 0,025''$  durchgeführt. Die rechteckigen Bögen waren  $29\text{ mm}$  lang, das zugehörige Bracket  $3\text{ mm}$  breit. Somit ergibt sich wiederum eine freie Weglänge von  $13\text{ mm}$ . Alle Bögen wurden mit einer externen Verschiebung von Null in z-Richtung in ihrer translatorischen Bewegung und einer externen Verschiebung als Drehung um die x-Achse von Null in ihrer rotatorischen Bewegung eingeschränkt. Zusätzlich wurden automatisch „schwache Federn“ eingefügt, um Starrkörperbewegungen zu verhindern. Zur Auswertung

wurden die Gesamtverformung und die Vergleichsspannung an Bogen und Bracket herangezogen, ebenso wie die Kraftreaktion an den Bogenenden.

Zur Bewertung der Übertragung von Torsionsmomenten auf ein Bracket wurden wiederum die oben genannten Bracket- und Drahtmodelle herangezogen. An den Enden der Bögen wurde eine externe Verdrehung („verformbar“ aktiviert) von  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  und  $20^\circ$  für den V-Bogen und  $15^\circ$ ,  $20^\circ$  und  $25^\circ$  für die rechteckigen Bögen aufgebracht. Die Torsion wurde abhängig von der Slot-Größe gewählt, da das Spiel des Bogens beachtet werden musste. Die Bögen wurden mit einer externen Verschiebung von Null in y-Richtung und einer Rotation um die z-Achse in ihrer Bewegung eingeschränkt. Um Starrkörperbewegungen zu verhindern wurden wiederum automatisch schwache Federn eingefügt. Zur Vorbereitung der detaillierteren Simulationen wurde zuerst eine Reihe einfacher Simulationen zur Abhängigkeit des Torsionsmoments von der Länge des verformten Körpers durchgeführt. Dazu wurden Balken verschiedener Länge (1 mm, 2 mm, 3 mm und 10 mm) an einem Ende mit einer fixierten Lagerung befestigt und am anderen Ende mit einer externen Verschiebung um  $30^\circ$  gedreht. Zur Auswertung der darauffolgenden detaillierten Simulationen wurden die Kraftreaktion an den Flügeln, sowie die Momentenreaktion am Slot-Boden des Brackets und einer zusätzlichen Schnittfläche 0,3 mm unterhalb des Slot-Bodens herangezogen. Letzteres ist hilfreich, um für alle Brackets eine vergleichbare „Messebene“ zu erhalten.

### 3.5 Auswertung & Statistik

Die Auswertung der Ergebnisse wurde mit Microsoft® Excel® für Microsoft 365 MSO (Version 2207, Microsoft Corp., Redmond, WA, USA) und OriginPro 2022b (OriginLab Corporation, Northampton, MA, USA) durchgeführt. Die Anpassung des Potenzgesetzes an die Messwerte der Lebensdaueruntersuchung wurde mit der Fit-Funktion von OriginPro umgesetzt.

Die Berechnungen zur mechanischen Auslegung der Bracket-Flügel wurden mit dem Algebra Programm wxMaxima (Version 22.03.0, Maxima) und der Webapplikation WolframAlpha ([wolframalpha.com](https://www.wolframalpha.com)) durchgeführt. Grafiken und Diagramme wurden mit den Programmen Inkscape 1.2.1 (Inkscape Project. (2020). *Inkscape*, <https://inkscape.org>), OriginPro, Veusz 3.4 (<https://veusz.github.io>) und SPSS 27 (IBM, Armonk, NY, USA) erstellt.

## 4. Ergebnisse

### 4.1 Lebensdauerevaluierung der Bracket-Prototypen

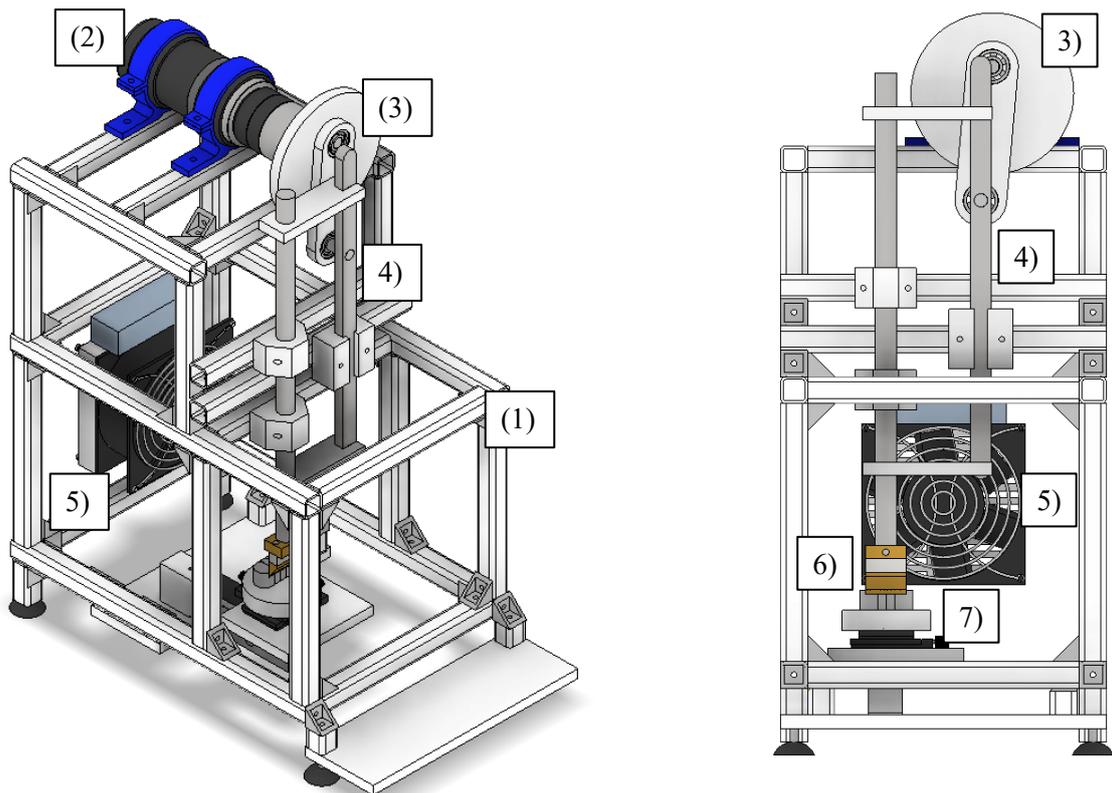
#### 4.1.1 Entwicklung des kieferorthopädischen Kausimulators

Ein wesentlicher Bestandteil der vorliegenden Arbeit waren Konzipierung, Konstruktion und Aufbau einer Vorrichtung zur Simulation der zyklischen Bracket-Belastung mit dem Ziel der Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit. Als Anforderungen an die Funktionsweise des Ermüdungstesters wurde die Periodizität der Belastung, die Einstellbarkeit der Lastamplitude, die Belastungsfrequenz, sowie die Messung dieser Parameter festgesetzt. Des Weiteren sollte es möglich sein, den Kausimulator mittels eines Steuerprogramms automatisiert zu betreiben.

#### **Konstruktion und Aufbau des Simulators**

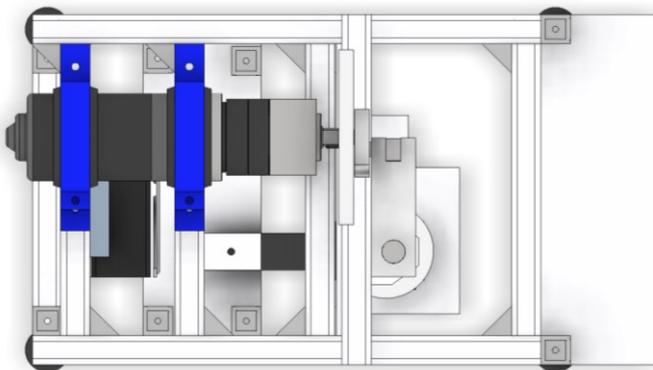
Der Entwurf des Kausimulators (Abbildung 22) erfolgte zunächst innerhalb der CAD-Software Autodesk Inventor 2019 (Autodesk, Inc., San Rafael, CA, USA). Anschließend wurde entsprechend der Planung ein Grundgestell aus item (item Industrietechnik GmbH, Solingen, Deutschland) Profil 5 Aluminiumprofilen mit der Querschnittsfläche 20 mm x 20 mm aufgebaut.

Die Verwendung der Aluminiumprofile (Abbildung 22 & Abbildung 23) erlaubte eine adäquate Gesamtstabilität und eine große Flexibilität hinsichtlich der Befestigung weiterer Bauteile. Als Antriebselement wurde ein Gleichstrom (DC) Motor gewählt, da diese Motoren ein hohes Drehmoment erzeugen können, einfach anzusteuern sind und sich in Ihrer Geschwindigkeit stufenlos regulieren lassen. Der verwendete 24V-DC-Motor DOGA DO162.9005.3B (DOGA, SA, Barcelona, Spanien) kann ein maximales Antriebsdrehmoment von  $7,2 \text{ Nm}$  erzeugen. Die Antriebsdrehzahl lässt sich zwischen 0 und 84 Umdrehungen pro Minute frei regeln, ebenso ist es möglich die Drehrichtung zu ändern. An der Antriebsachse des Motors wurde eine Exzenter Scheibe befestigt, an der über eine starre Verbindung die rotatorische Bewegung des Exzenter mit Hilfe einer Pleuelstange in eine geradlinige Bewegung einer Linearachse gewandelt wurde. Diese Linearachse wurde über ein Linearlager am Gestell befestigt und geführt. Parallel zur Linearachse war wiederum ein doppelt gelagerter Rundstab angebracht, an dem der Stempel montiert wurde.



A) Isometrische Ansicht (links oben)

B) Frontansicht (vorne)



C) Aufsicht (oben)

Abbildung 22: Technische Illustration des CAD Modells des KFO-Kausimulators. Das Gestell (1) ist aus Aluminiumprofilen gefertigt. Der DC-Motor (2) auf diesen befestigt. Am DC-Motor ist die Exzentrerscheibe (3) befestigt. An dieser wiederum ein Lineargestänge (4). Ein Heizlüfter (5) hält die Temperatur in der Kammer konstant. Der Stempel (6) bringt die Last auf die an der Halterung (7) befestigten Brackets auf.

Unmittelbar vor Erreichen des unteren Totpunkts der Hubbewegung legt sich der Stempel (Position 6 in Abbildung 23) auf die Bracket-Prüfkörper auf und generiert sodann eine Prüfkraft auf die Proben, die über die Hubhöhe der Schubstange einstellbar und über die Kraftmessdose kontrollierbar ist. Um die Lastzyklen zu zählen, wurde ein Hall Effekt Sensor Hamlin 55505 (Littlefuse, Chicago, IL, USA) senkrecht zum Exzenter befestigt. An der Exzentrerscheibe wurde ein kleiner Permanentmagnet fixiert, der als Signalgeber für den Hall-Effekt-Sensor diente. Weiterhin wurde eine Kraftmessdose Siwarex WL260 SP-S AA (Siemens AG, München, Deutschland) in den Versuchsstand integriert, die in der Lage ist, die applizierten Kräfte eines jeden Belastungszyklus zu messen.

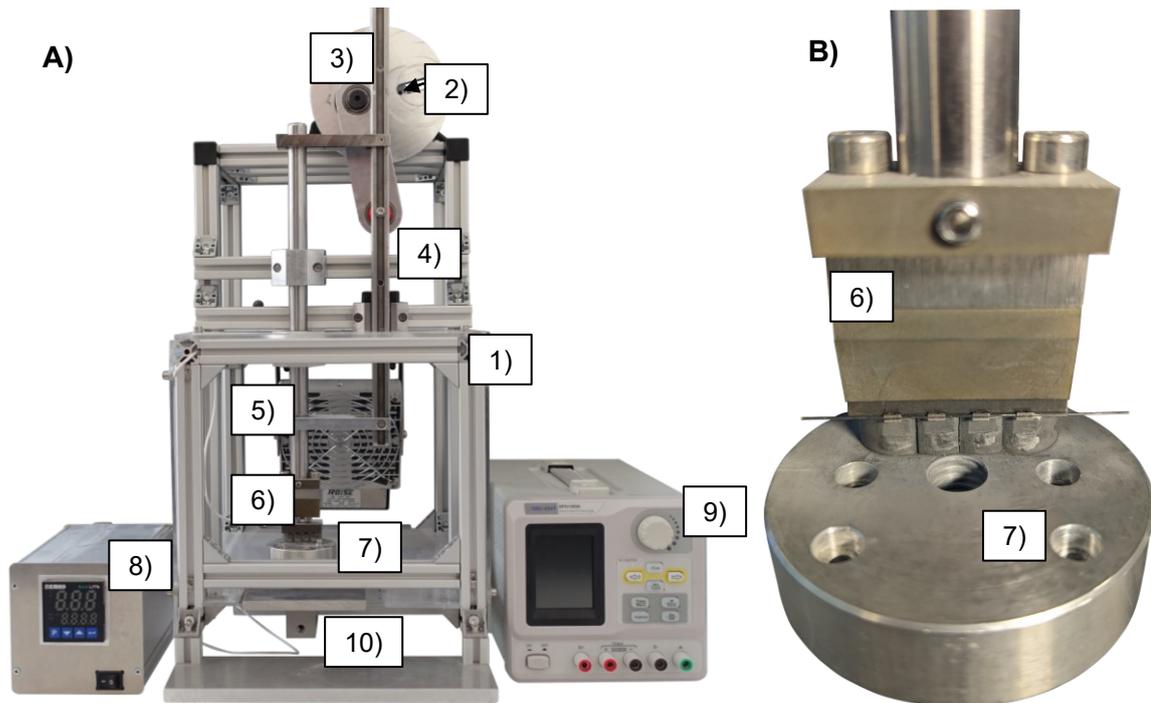


Abbildung 23: Realisierter Kausimulator. A) Übersicht über den Kausimulator: (1) Gestell aus Aluminiumprofilen, (2) DC-Motor (hinter Exzentrerscheibe) (3) Exzentrerscheibe, (4) Lineargestänge, (5) Heizlüfter, (6) Stempel, (7) Brackethalter, (8) Temperaturregler, (9) Externes Netzteil, (10) Kraftmessdose. B) Nahansicht von (6) Stempel und (7) Brackethalter inklusive vier eingespannter Brackets und einem Runddraht.

Diese Kraftmessdose ist mit Dehnungsmessstreifen ausgestattet, die bei Belastung gedehnt werden. Abhängig von der Dehnung ändert sich deren ohmscher Widerstand, was in einer Änderung der Messspannung resultiert. Diese Spannungsänderungen wurden mit Hilfe einer NI PCIe 6320 Multifunktions-I/O-Messkarte (NI, Austin, TX, USA) gemessen. Die Messschaltung folgte dem Prinzip einer Wheatstone-Brücke, wobei ein externes Netzteil Siglent SPD1305X (Siglent Technologies Germany GmbH, Augsburg, Deutschland) als Konstantspannungsquelle diente. Die Messkarte ist in der Lage 200.000 Messwerte pro Sekunde aufzunehmen, jedoch ist die Abtastrate mit  $f_{mess}=1000\text{ Hz}$  geringer. Für die resultierende Messung werden je 100 aufgenommene Messwerte gemittelt. Durch eine Kalibrierung der Messspannung mit Gewichten bekannter Masse konnte einer gemessenen Spannung jeweils der entsprechenden Gewichtskraft zugeordnet werden. Auf der Oberseite der Kraftmessdose wurde ein x-y Verschiebetisch befestigt; auf diesem die Halterung in der die Brackets arretiert werden konnten. Durch den Verschiebetisch war es möglich die Brackets in korrektem Abstand zum Druckstempel zu positionieren. Des Weiteren konnte auf diese Weise gewährleistet werden, dass die Brackets vom Druckstempel jeweils zu gleichen Teilen belastet werden. Die Probenaufnahme (vgl. Abbildung 24) für die Brackets war in der Lage vier Brackets aufzunehmen und mechanisch zu arretieren. Dazu wurden Stahlstifte in einem Aluminiumblock befestigt.

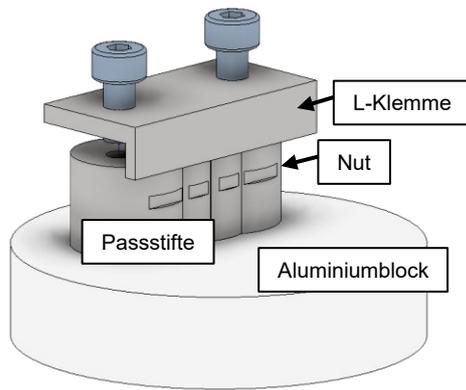


Abbildung 24: CAD-Zeichnung der Probenaufnahme. Die Bodenplatte diente zur Befestigung auf den Verschiebetischen des Kausimulators. In der Bodenplatte waren Passstifte mit den der entsprechenden Zahnpositionen zuzuordnenden Radien (Zähne 41-31-32-42). In diese Passstifte war wiederum eine Nut gefräst, in die die Basis der Bracketts eingesetzt werden konnte. Die Fixierung der Bracketts erfolgte über einen L-förmigen Klemmdeckel.

In die Stifte wiederum wurde eine kleine Nut erodiert, in der die Basen der Bracketts passgenau eingesetzt werden können. Eine bewegliche L-förmige Edelstahlplatte diente dazu die Brackett-Basen zu klemmen. Nach dem Einsetzen der Bracketts wurde diese Platte enganliegend verschraubt.

Über die Regelung der Motordrehzahl war es möglich die Frequenz und Dauer der Belastung einzustellen. Die Regelung erfolgte hardwareseitig über einen Motortreiber Cytron MD10 (Cytron Technologies Sdn. Bhd, Pulau Pinang, Malaysia), der die Signale des Mikrocontrollers in die vom Motor benötigten Stromstärken umwandelte. Über Pulsweitenmodulation konnte die Drehgeschwindigkeit des Motors gesteuert, über die Stromrichtung die Drehrichtung umgekehrt werden. Zur Verbindung des Motortreibers mit dem Steuerrechner wurde ein Arduino Uno (Arduino S.r.l., Monza, Italien) verwendet. Dieser war in der Lage die Signale zwischen dem Steuerprogramm und dem Mikrocontroller und umgekehrt über ein vorhandenes Skript zu übersetzen. Die Stromversorgung des Motors und der Steuerelektronik erfolgte über ein Netzteil Siemens Sitop PSU 1000C (Siemens AG, München, Deutschland) mit 24 V Ausgangsspannung und 4 A Ausgangsstrom. Die Frequenz der zyklischen Belastung durch Mastikation wurde entsprechend einer mittleren Kaufrequenz von ca. 1,2 Hz gewählt. Für die Ermüdungsfestigkeit bei Bracketts wurde ein Runout von 50.000 Zyklen festgelegt.

### Software / Programmanleitung

In der grafischen Entwicklungsumgebung LabView 2020 (NI, Austin, TX, USA) wurde die Software für den Kausimulator entwickelt. Diese diente als Schnittstelle zur Steuerung der Hardware und zur Aufzeichnung der Messwerte. Die Ansteuerung der Hardware erfolgte über eine Programmschnittstelle, die in der Lage ist mit dem angeschlossenen Arduino Uno zu kommunizieren.

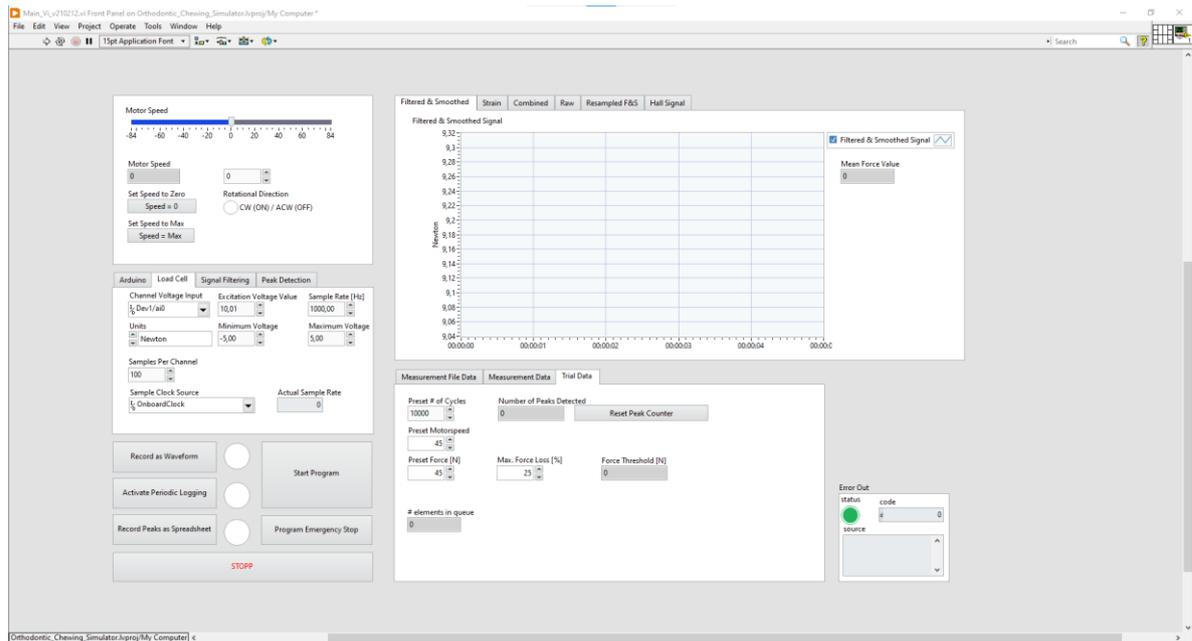


Abbildung 25: Grafische Bedienoberfläche des Steuerprogramms des Kausimulators. Zu erkennen ist das Kontroll-Panel des Motors mit der Geschwindigkeitsregelung (oben links), die Einstellungen der Kraftmessdose bzw. der aufzeichnenden Messkarte (Mitte links) und die allgemeine Steuerung des Programms (unten links). Ebenso ist die grafische Visualisierung (oben rechts) und das Interface zum Einstellen der Versuchsdaten (unten rechts) zu sehen.

Innerhalb der graphischen Benutzeroberfläche wurde die Einstellung der Motordrehzahl über einen Schieberegler, sowie eine optionale direkte Zahlenwerteingabe ermöglicht (Abbildung 25). Abhängig vom Vorzeichen konnte damit auch die Drehrichtung eingestellt werden. Zuletzt wurde über einen Indikator angezeigt, welche Drehrichtung (mit / gegen Uhrzeigersinn) vorlag. Über eine Schnittstelle mit der Messkarte NI PCIe6320 (NI, Austin, TX, USA) im Steuerprogramm konnten die Messwerte, die von der Kraftmessdose erzeugt werden, aufgenommen werden. Die Abtastfrequenz der Messkarte und der Schnittstelle konnten programmatisch eingestellt werden. Durch diese Flexibilität hinsichtlich der Abtastung kann das Programm an die gewünschten Gegebenheiten der Untersuchungen angepasst werden. Weiterhin wurde ein Glättungsfilter in das Programm eingefügt, um über je 100 der aufgenommenen Messwerte Mitteln zu können. Zuletzt wurde ein Hochpassfilter integriert, um etwaige Spannungsspitzen zu dämpfen. Die Messwerte wurden dann an eine graphische Ausgabe weitergeleitet, die sie, zum einen als Verlaufskurve innerhalb einer x-y-Grafik visualisiert, zum anderen als Balkengrafik angezeigt hat. Diese graphischen Darstellungen waren permanent aktiv. Der Programmablauf wurde zur besseren Übersicht schematisch in einem Flussdiagramm (Abbildung 26) dargestellt.

Die Signale vom verbauten Halleffekt Sensor wurden vom Steuerprogramm abgegriffen und konnten zur Ermittlung der Anzahl der Belastungszyklen verwendet werden. Eine weitere Möglichkeit zum Zählen der Zyklen, die integriert wurde, war das Überschreiten eines definierten, unteren Kraftwerts.

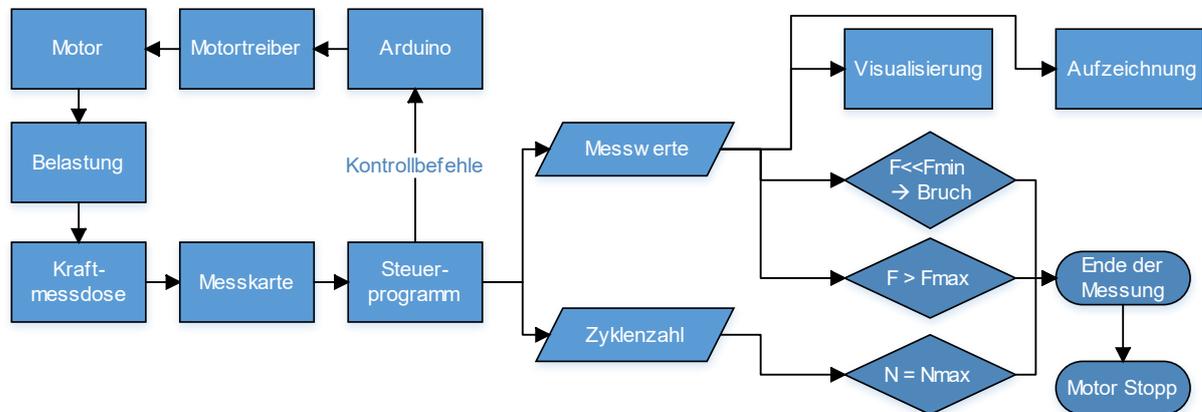


Abbildung 26: Flußdiagramm der Programmfunktion. Das Steuerprogramm kontrollierte die Hardware, wie Kraftmessdose und Messkarte direkt. Innerhalb des Programms waren Funktionen zur Messung und Auswertung integriert.

Da sich diese Zählweise als zuverlässiger erwies, wurde sie für alle weiteren Funktionen genutzt. Über einen Software-Schalter ließ sich die Aufzeichnung der Messwerte starten. Dabei wurde automatisch im Hintergrund eine Excel-Datei erstellt, mit einem Header versehen und sukzessive mit den Messwerten gefüllt. Für den Header konnte man im Programm die gewünschten Details des Versuches angeben. Die Dateien wurden zur eindeutigen Identifizierung mit Datum und Uhrzeit im Dateinamen versehen. Es wurde weiterhin eine Programmroutine eingebaut, bei der eine Zyklenzahl vorgegeben werden kann. Das Programm stoppte dann, sobald die gewünschte Anzahl an Prüfzyklen erreicht war. Es war außerdem möglich Abbruchbedingungen in das Programm zu implementieren, damit die Messung stoppte, wenn ein plötzlicher Kraftabfall beim Bruch eines Brackets oder eine zu hohe Kraft detektiert wurde (vgl. Abbildung 26). Dazu wurde der Wert der gewählten Kraft in das Programm eingegeben.

#### 4.1.2 Mechanische Beschreibung der V-Slot-Bracket Flügel

Die theoretische Beschreibung der Flügel des V-Slot-Brackets wurde mit Hilfe der aus Kapitel 1.1.2 bekannten Zusammenhänge aus der technischen Mechanik durchgeführt.

Die ursprüngliche Form vor Durchführung der Verbesserung des Bracket-Flügels (Abbildung 27) war mit diskreten Festkörpergelenken realisiert. Das bedeutet, dass sich gezielt an der schmalsten Stelle die Spannungen konzentrieren und die Biegung genau hier lokalisiert stattfindet.

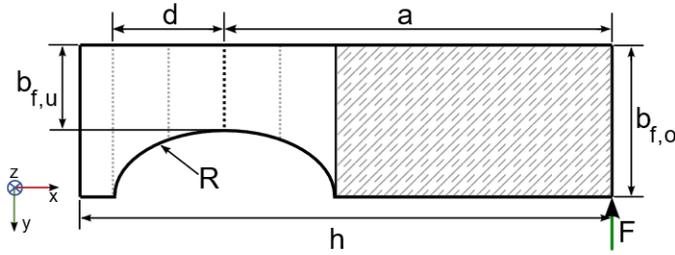


Abbildung 27: Vereinfachtes Schema des ursprünglichen Flügeldesigns mit einer Einschnürung, die als Festkörpergelenk diente. Relevante Parameter waren die Höhe  $h$  des Flügels, die Länge  $a$  des Hebelarms, der Radius  $R$  und die halbe Länge der Einschnürung  $d$ , sowie die Breite an der schmalsten Stelle  $b_{f,u}$  und die Breite  $b_{f,o}$  außerhalb dieser.

Da im Bereich der Bracket-Basis keine Dehnung mehr auftritt, ist eine Betrachtung der Biegelinie erst ab dieser schmalsten Stelle des Festkörpergelenks sinnvoll. Die Belastung des Flügels findet an seiner Spitze, mit einer Kraft  $F$  in negativer  $x$ -Richtung, statt. Zusammen mit dem mit  $x$  veränderlichen Abstand  $a(x)$  gibt dies ein Biegemoment  $M(x) = -F a(x)$  an der jeweils betrachteten Stelle des Radius. Die Durchbiegung am Ende eines Balkens, der durch ein Biegemoment ausgelenkt wird, berechnet sich nach folgender Formel (Villwock und Hanau 2020):

$$f = \frac{Mh^2}{2EI_y} \quad (20)$$

Mit  $M$ =die Verformung verursachendes Moment,  $E$ =E-Modul,  $I_y$ =Flächenträgheitsmoment in Richtung der Verformung,  $h$ =Länge des Balkens.

Zur Berechnung der Biegelinie von der dünnsten Stelle der Einschnürung bis zum Ende des Radius wird der zu berechnende Flügel in kleine Stücke unterteilt. Deren Abmessungen sind abhängig von ihrer Position auf der  $x$ -Achse. Dadurch ergibt sich das Flächenträgheitsmoment für einen rechteckigen Querschnitt zu  $I_y = \frac{b(x)^3 L}{12}$ . Dabei ist  $b(x)$  die Höhe des Balkenquerschnitts und  $L$  seine konstante „Tiefe“. Die Länge des Flügels  $h(x)$  selbst wird auch als von  $x$  abhängig angenommen. Die veränderliche Höhe des Flügels  $b(x)$  kann durch Gleichung (21) beschrieben werden, die für kreisförmige Einschnürungen gilt (Xu et al. 2017):

$$b(x) = \left( R + b_{f,u} - \sqrt{R^2 - (x - d)^2} \right) \quad (21)$$

Mit  $R$ =Radius der Einschnürung,  $b_{f,u}$ =Höhe der Einschnürung an der schmalsten Stelle,  $d$ =halbe Länge der Einschnürung

Der veränderliche Hebelarm berechnet sich zu  $a(x)=u-x$ , wobei  $u$  die Länge des Flügels vom Punkt des geringsten Querschnitts der Einschnürung bis zum Kraftangriffspunkt ist. Insgesamt ergibt sich also für die Durchbiegung:

$$f = \frac{6}{E \cdot L} \cdot F \cdot \frac{a(x) \cdot x^2}{b(x)^3} \quad (22)$$

Daraus lassen sich mit folgenden, aus der CAD-Konstruktion abgeschätzten, Werten der Parameter die Durchbiegungen berechnen:  $R=0,5 \text{ mm}$ ,  $L=1,0 \text{ mm}$ ,  $b_{f,u}=0,176 \text{ mm}$ ,  $u=1,128 \text{ mm}$  und  $E=7 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ .

Als Kräfte werden, entlang der y-Achse  $F_1=-10 \text{ N}$ ,  $F_2=-40 \text{ N}$  und  $F_3=-80 \text{ N}$  angenommen. Die Berechnung der Durchbiegungen wurde bei am Punkt des geringsten Querschnitts der Einschnürung begonnen. Dieser Punkt liegt in der Mitte der Einschnürung, die eine Breite von  $x=0,355 \text{ mm}$  hat. Die Berechnung wurde durchgeführt, bis das Ende der Einschnürung erreicht war, was einer Länge von  $x=0,1775 \text{ mm}$  entsprach. Die Zwischenschritte zur Berechnung wurden zu  $\Delta x=0,0005 \text{ mm}$  gewählt. Wie erwartet ist gut zu erkennen, dass höhere Kräfte eine stärkere Durchbiegung verursachen (Abbildung 28).

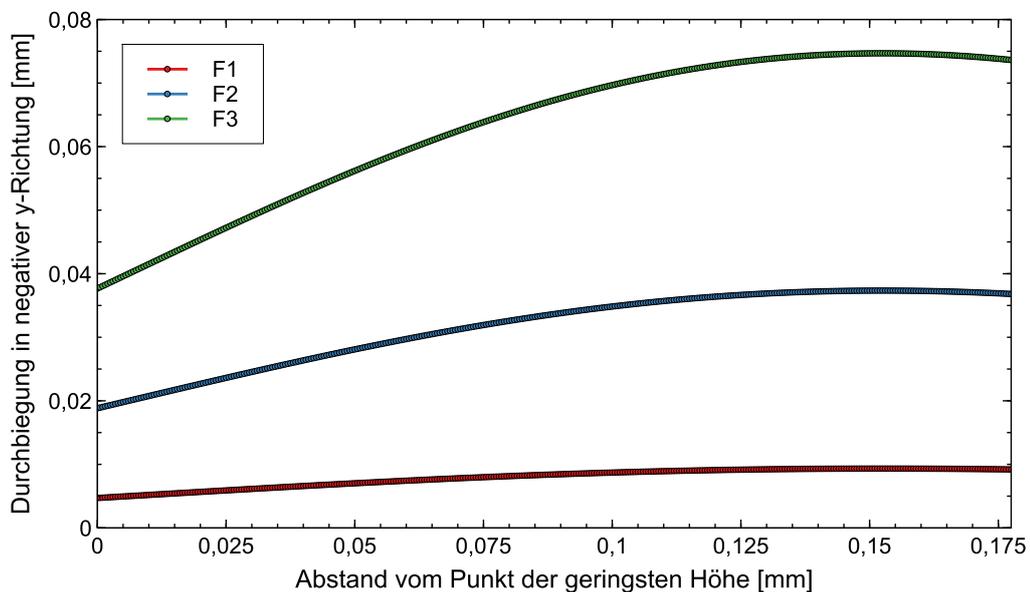


Abbildung 28: Berechnung der Durchbiegung in Abhängigkeit vom Abstand zum Punkt mit der geringsten Höhe  $b_{f,u}$  im Bereich der Einschnürung. Als Parameter für die Berechnung wurden  $R=0,5 \text{ mm}$ ,  $E=7 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ ,  $L=1,0 \text{ mm}$ ,  $b_{f,u}=0,176 \text{ mm}$  und  $u=1,128 \text{ mm}$  verwendet. Die Biegemomente wurden von den Kräften  $F_1=-10 \text{ N}$ ,  $F_2=-40 \text{ N}$  und  $F_3=-80 \text{ N}$  hervorgerufen.

Ebenso kann man erkennen, dass die Durchbiegung mit zunehmendem Abstand von der Engstelle immer größer wird und sich an der Grenze zum normalen Querschnitt des Bogens wieder verringert.

Im Laufe der Entwicklung des Brackets hat sich dieses ursprüngliche Design als nicht dauerhaft bei Ermüdungsbeanspruchung gezeigt (vgl. Kapitel 4.1.5) und es wurde eine neue Geometrie des Flügels konzipiert, die keine lokalisierte Spannungskonzentration mehr aufweist. Um zudem die Dehnungen gleichmäßig über den Flügel zu verteilen und eine ausreichende reversible Biegebarkeit zu erhalten, sollte die Biegelinie der neuen Geometrie möglichst konstant über die Höhe des Flügels verlaufen. Analog zur Berechnung des vorherigen Flügeldesigns konnte auch

hier mit den Mitteln aus Kapitel 1.1.2 und der technischen Mechanik die Biegelinie ermittelt werden.

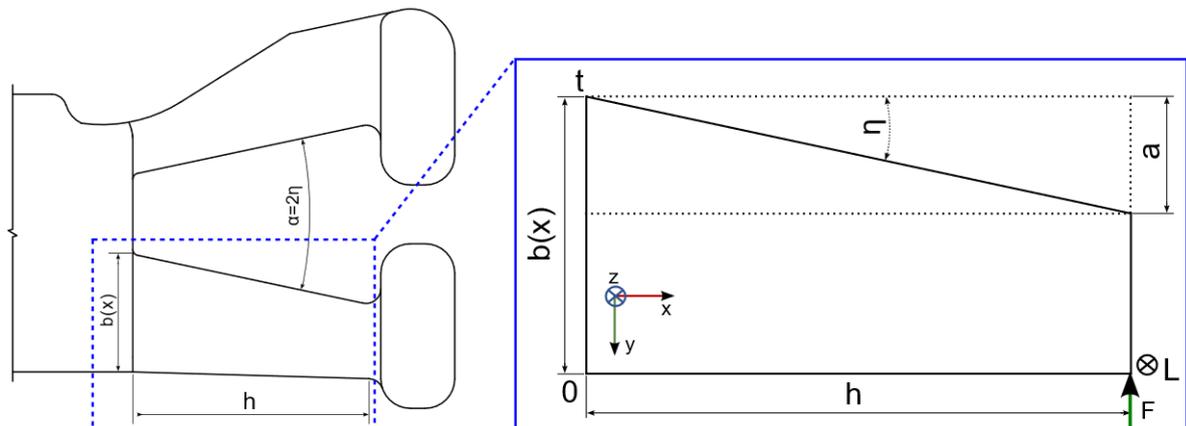


Abbildung 29: Vereinfachtes Schema zur Berechnung des Flächenträgheitsmoments des V-Slot Bracket Flügels. Dabei ist  $h$  die Höhe des Flügels vom Slotboden vom Ursprung aus. Die Breite des Flügels am Slotboden ist  $t$ . Der Neigungswinkel gegen die Senkrechte mit  $\eta=12^\circ$ . Der Unterschied in der Breite des Flügels bei maximaler Höhe wird als  $a$  bezeichnet. Es ist gut zu erkennen, dass die Breite  $b(x)$  variabel und von  $x$  abhängig ist.

Für die Berechnung des Trägheitsmoments der Bracket-Flügel ist zu beachten, dass sich ihr Querschnitt abhängig von der Flügelhöhe ändert, wie in Abbildung 29 zu sehen ist. Dazu muss eine von  $x$  abhängige Breite  $b(x)$  des Bracket-Flügels eingeführt werden. Der Verlauf dieser Breite kann mit einer Geradengleichung beschrieben werden.

$$b(x) = m \cdot x + t \quad (23)$$

Der Achsenabschnitt  $t$  kann als Breite des Flügels am Slot-Boden identifiziert werden, das heißt  $t = b(x=0) = b(x_0)$ . Entsprechend kann die Steigung  $m$  berechnet werden. Der Winkel  $\alpha$  (vgl. Abbildung 19) zwischen den Flügeln ist bekannt und beträgt  $24^\circ$ . Der Gegenwinkel  $\eta$  zur Senkrechten berechnet sich damit zu  $\eta = \alpha/2 = 12^\circ$ . Der dazugehörige Winkel in mathematisch positiver Drehrichtung ist  $\gamma = 180 - \eta = 168^\circ$ . Daraus kann wiederum die Steigung nach  $m = \tan(\eta) = -a/h$  ermittelt werden. Mathematisch lässt sich der Verlauf der von  $x$  abhängigen Breite folgendermaßen beschreiben:

$$b(x) = \tan(\gamma) \cdot x + b(x_0) = \left(-\frac{a}{h}\right) \cdot x + b(x_0) \quad (24)$$

In die aus Tabelle 1 angegebenen Gleichungen der Flächenträgheitsmomente eingesetzt ergibt sich ein von  $x$  abhängiges Flächenträgheitsmoment  $I(x)$ .

$$I(x) = \frac{1}{12} L \cdot b(x)^3 = \frac{1}{12} L \cdot [\tan(\gamma) \cdot x + b(x_0)]^3 \quad (25)$$

Mit  $b(x)$  = Variable Breite des Flügels,  $L$  = Länge des Flügel-Querschnitts

Zusammen mit der Differentialgleichung der Biegelinie  $E \cdot I \cdot w'' = -M_b$  kann die Biegelinie und der Auslenkungswinkel (Neigung) berechnet werden (Gross et al. 2021; Gross et al. 2022).

$$w''(x) = -\frac{M_b}{E \cdot I(x)} = -\frac{M_b}{E \cdot \frac{1}{12} \cdot L \cdot [\tan(\gamma) \cdot x + b(x_0)]^3} \quad (26)$$

Nach einmaligem Integrieren dieser Differentialgleichung nach  $x$  erhält man die Neigung  $w'(x)$ . Die Konstanten in der Gleichung können zu  $D = \frac{12 \cdot M_b}{E \cdot L}$  zusammengefasst werden.

$$\begin{aligned} w'(x) &= \int w''(x) dx \\ &= -D \int [\tan(\gamma) \cdot x + b(x_0)]^{-3} dx \\ &= D \cdot \frac{\cot(\gamma)}{2 \cdot [b(x_0) + x \cdot \tan(\gamma)]^2} + C_1 = \\ &= D \cdot \frac{h^3}{2 \cdot a \cdot (b(x_0) \cdot h + a \cdot x)^2} + C_1 \end{aligned} \quad (27)$$

Die nochmalige Integration dieser Gleichung nach  $x$  ergibt die Biegelinie  $w(x)$ :

$$\begin{aligned} w(x) &= \int w'(x) dx = \int D \cdot \frac{\cot(\gamma)}{2 \cdot [b(x_0) + x \cdot \tan(\gamma)]^2} + C_1 dx \\ &= -\frac{D \cdot \cot^3(\gamma)}{2 \cdot [b(x_0) \cdot \cot(\gamma) + x]} + C_1 \cdot x + C_2 \end{aligned} \quad (28)$$

Die bei der Integration benötigten Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  lassen sich mit Hilfe der Randbedingungen an der Stelle  $x = 0$  für die Neigung der Biegeachse  $w'(0)$ , sowie die Durchbiegung  $w(0)$  ermitteln. Diese sind abhängig von der Position der Biegeachse ohne Krümmung des Balkens. Aufgrund des asymmetrischen Querschnitts des Balkens gilt  $w'(0) = -\frac{a}{2h}$ . Die Durchbiegung ist dagegen  $w(0) = 0$ , damit ist die Konstante  $C_2$ :

$$C_2 = \frac{D \cdot \cot^2(\gamma)}{2 \cdot b(x_0)} = \frac{D \cdot h^2}{2 \cdot a^2 \cdot b(x_0)} \quad (29)$$

Mit der Randbedingung für die Neigung an der Stelle  $x = 0$  ergibt sich für  $C_1$ :

$$C_1 = -\frac{a}{2 \cdot h} - \frac{D \cdot \cot(\gamma)}{2 \cdot b(x_0)^2} = -\frac{a}{2 \cdot h} - \frac{D \cdot h}{2 \cdot a \cdot b(x_0)^2} \quad (30)$$

Unter Einbeziehung dieser beiden Konstanten lässt sich die Biegelinie wie folgt ausdrücken:

$$w(x) = -\frac{D \cdot \cot^3(\gamma)}{2 \cdot [b(x_0) \cdot \cot(\gamma) + x]} + \left( -\frac{a}{2 \cdot h} - \frac{D \cdot \cot(\gamma)}{2 \cdot b(x_0)^2} \right) \cdot x + \frac{D \cdot \cot^2(\gamma)}{2 \cdot b(x_0)} \quad (31)$$

Damit lässt sich nun die Durchbiegung des Bracket-Flügels abhängig von  $x$ , dem E-Modul, den Abmessungen und dem Querschnitt des Flügels berechnen. Abbildung 30 zeigt dabei den verformten Zustand der neutralen Faser für drei verschiedene in negative  $y$ -Richtung wirkende Kräfte  $F_1=-10\text{ N}$ ;  $F_2=-40\text{ N}$ ;  $F_3=-80\text{ N}$ , die die entsprechenden Biegemomente hervorrufen.

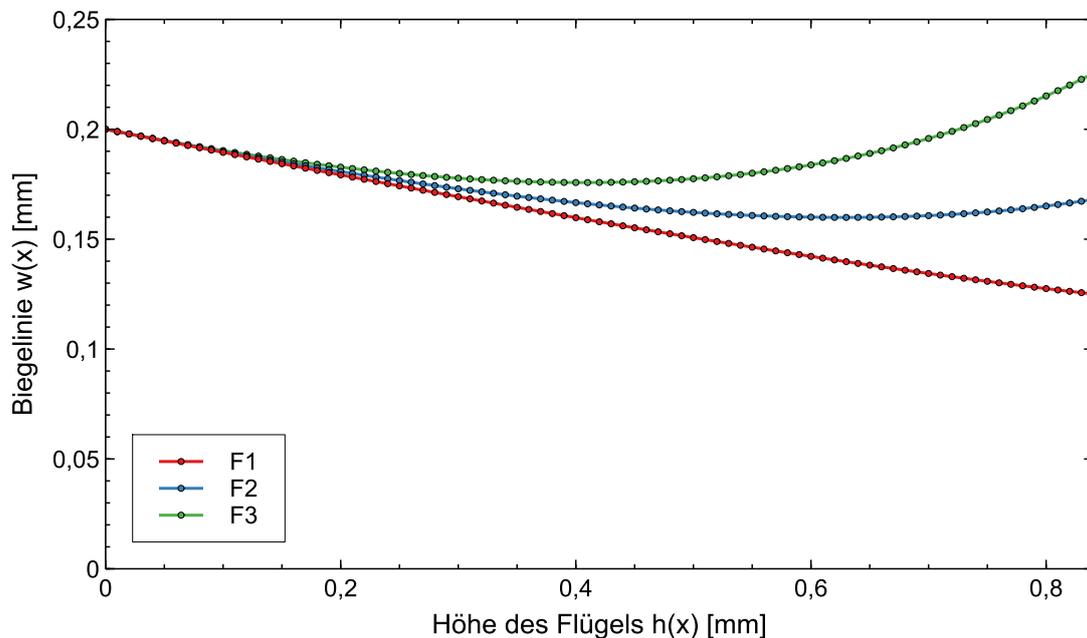


Abbildung 30: Biegelinien für drei verschiedene Kräfte  $F_1=-10\text{ N}$ ;  $F_2=-40\text{ N}$ ;  $F_3=-80\text{ N}$ ; Folgende Kennwerte  $a\approx 0,18\text{ mm}$ ;  $h=0,84\text{ mm}$ ;  $L=1,00\text{ mm}$ ;  $b(x_0)=0,4\text{ mm}$ ;  $E=7\cdot 10^4\text{ N/mm}^2$  wurden zur Berechnung verwendet.

Die fehlenden dazugehörigen geometrischen Kennwerte  $a\approx 0,18\text{ mm}$ ;  $h=0,84\text{ mm}$ ;  $L=1,00\text{ mm}$ ;  $b(x_0)=0,4\text{ mm}$  wurden aus der CAD-Konstruktion abgeleitet. Der E-Modul wurde zu  $E=7\cdot 10^4\text{ N/mm}^2$  angenommen. Da die neutrale Faser bei  $x=0$  bei der Höhe  $b(x_0)/2$  beginnt wurde dieser Wert zu allen berechneten Biegewerten addiert.

#### 4.1.3 FEA der Belastungsszenarien am V-Slot Bracket bei der Kausimulation

Die Reaktion der Bracket-Iterationen wurde mit Hilfe der FE-Analyse (FEA) untersucht. Dazu wurde zunächst das CAD-Modell des Ausgangsbrackets (Revisionsstand 15) vor der Durchführung der Verbesserungen aus NiTi verwendet. Die Vernetzung erfolgte mit einer Elementgröße von  $0,4\text{ mm}$  (vgl. Abbildung 31). Dadurch ergaben sich 191.589 Knoten und 123.309 Elemente. Dabei wurden die Krümmungen der Bracket-Geometrie zum Erstellen des Netzes berücksichtigt. Der maximale Winkel der Krümmungsnormalen eines Elements wurde auf  $10^\circ$  festgelegt.

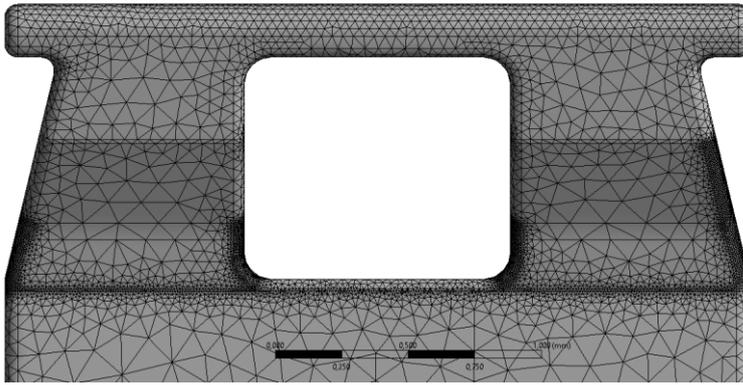


Abbildung 31: Bildliche Darstellung der Vernetzung. Die höhere Elementdicht an den kritischen Radien im Bereich der Festkörpergeelenke ist gut zu erkennen.

Es erfolgte eine Belastung von 40 N in negative y-Richtung am Ende des Flügels (vgl. Abbildung 32).

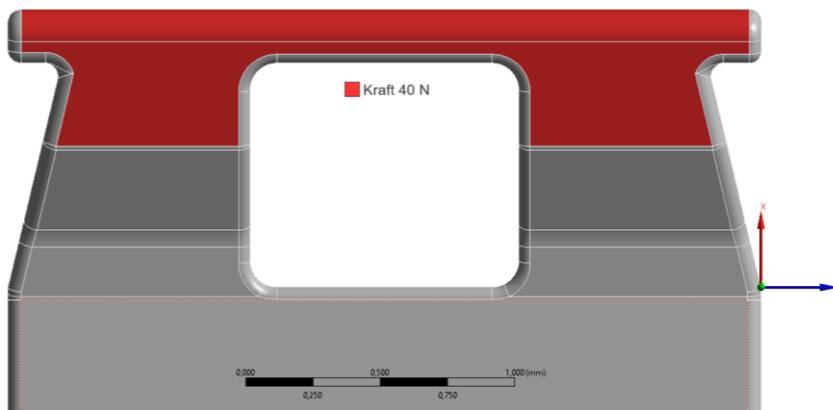


Abbildung 32: Applizierte Kraft auf den Flügel in negative y-Richtung. Die Fläche, auf der die Kraft gleichmäßig aufgebracht wird, ist rot markiert. (Screenshot Ansys Workbench 2021R2).

Als Ergebnisausgabe der Analyse wurden die Vergleichs- und Normalspannungen, sowie die Vergleichsdehnungen ausgewählt. Dabei zeigten sich einige Stellen des Ausgangsdesigns (Revisionsstand 15), bei denen sich die Spannungen konzentrieren, wie Abbildung 33 zeigt. Die berechnete maximale Vergleichsspannung betrug  $\sigma_v = 5.309,4 \text{ MPa}$ .

Diese hohen Spannungen traten am Radius zwischen dem belasteten Flügel und dem Slot-Boden (Abbildung 33 unten) auf. Weiterhin waren die Radien des Fensters am Slot-Boden recht hohen Belastungen von  $\sigma_v = 3539,6 \text{ MPa}$  ausgesetzt. Ein ähnliches Bild zeigte sich für die Vergleichsdehnung des Bracket-Flügels. Außerdem war der gesamte Bereich des Festkörpergeelenks unter hoher Spannung zwischen  $\sigma_v \approx 1770 \text{ MPa}$  und  $\sigma_v \approx 2360 \text{ MPa}$  (Abbildung 33). Die Verteilung der Dehnung war identisch zu der Verteilung der Spannung. Die maximale Dehnung betrug  $\epsilon_v = 21,4 \%$  und befand sich an den inneren Radien der Flügel zum Slot, wie in Abbildung 34 zu sehen ist. Die Dehnungen am Festkörpergelenk lagen zwischen  $\epsilon_v \approx 7,1 \%$  und  $\epsilon_v \approx 9,5 \%$ . Es ist zu beachten, dass die von Mises Vergleichsspannungen und -dehnungen keine Richtungsabhängigkeit besitzen und daher weder die Hauptrichtung der Spannungen zeigen noch zwischen Zug und Druck (Kompression) unterscheiden können. Daneben sind Spannung und Deh-

nung, im linearen Bereich direkt proportional und unterscheiden sich nur durch den Proportionalitätsfaktor (E-Modul). Das führt zu einer beinahe identischen Verteilung (vgl. Abbildung 33 & Abbildung 34) der Spannungen und Dehnungen.

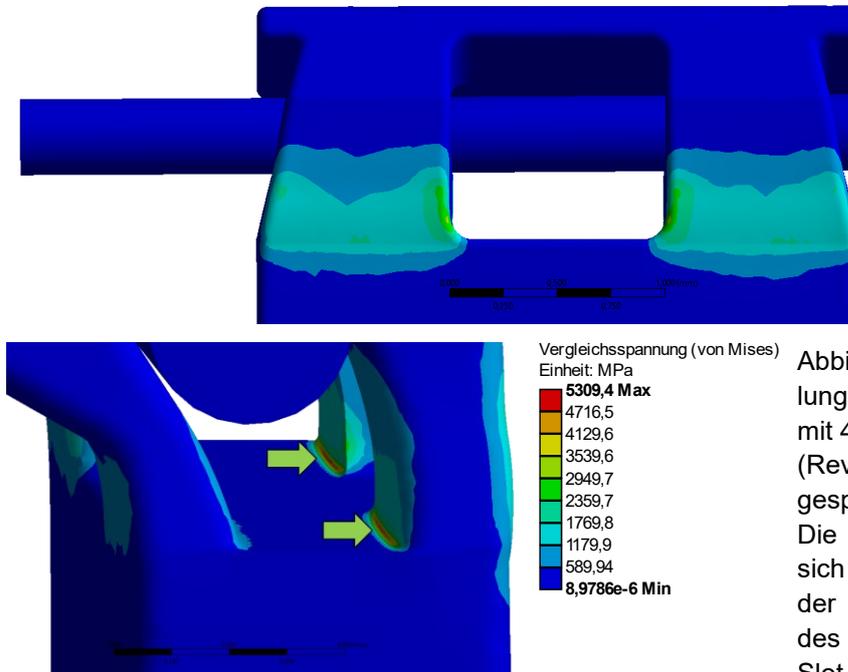


Abbildung 33: Berechnete Verteilung der Vergleichsspannung am mit 40 N belasteten Bracket-Flügel (Revisionsstand 15) inklusive eingespanntem 0,014" Runddraht. Die Spannungen konzentrieren sich im Bereich der Fensterradius, der Einschnürungsstelle, sowie des Radius zwischen Flügel und Slot-Boden (links, Pfeile).

Daher wurden zusätzlich die Normalspannungen in allen drei Raumrichtungen ausgewertet. Zunächst wurde die Verteilung der Normalspannung in x-Richtung betrachtet. Es ist zu erkennen, dass die Verteilung weitestgehend mit der Verteilung der Vergleichsspannung übereinstimmt (Abbildung 35). Die maximale positive Normalspannung in x-Richtung betrug  $\sigma_{N,x}=3.002,8 \text{ MPa}$  und war an den unteren Radien des Fensters konzentriert (Abbildung 35).

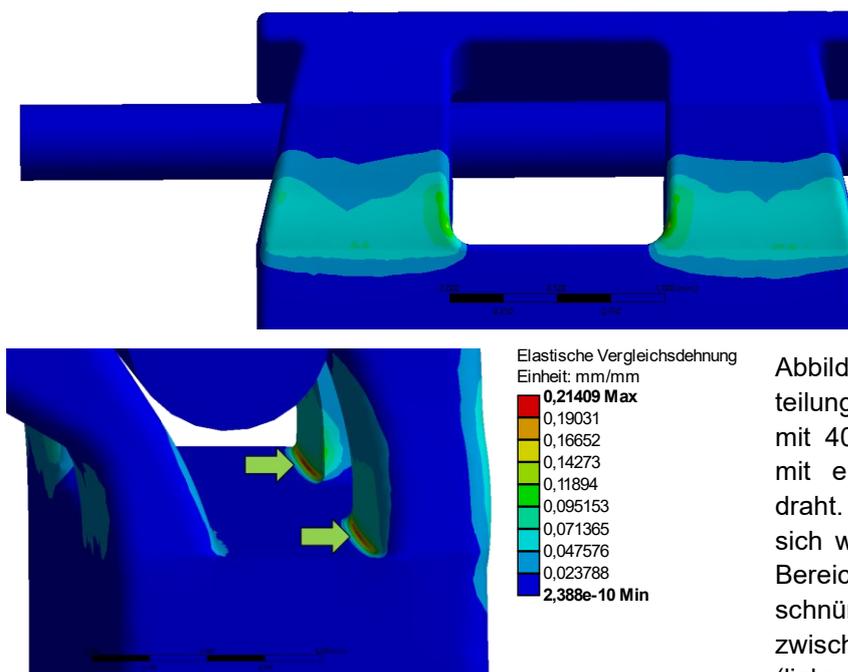


Abbildung 34: Zu sehen ist die Verteilung der Vergleichsdehnung am mit 40 N belasteten Bracket-Flügel mit eingespanntem 0,014" Runddraht. Die Dehnungen konzentrieren sich wie zuvor die Spannungen im Bereich der Fensterradien, der Einschnürungsstelle, sowie des Radius zwischen Flügel und Slot-Boden (links; Pfeile).

An diesen Stellen war das Material einer sehr hohen Zugspannung ausgesetzt. Auch der gesamte Bereich der Einschnürung war mit Spannungen zwischen  $\sigma_{N,x} \approx 1.081 \text{ MPa}$  und  $\sigma_{N,x} \approx 2.042 \text{ MPa}$  stark auf Zug belastet. Ebenso trat an den inneren Radien der belasteten Flügel am Slot-Boden eine extrem hohe Druckspannung von bis zu  $\sigma_{N,x} = -5.647,1 \text{ MPa}$  auf (Abbildung 36). An der gegenüberliegenden Seite waren wiederum Zugspannungen um  $\sigma_{N,x} \approx 1.081 \text{ MPa}$  verortet.

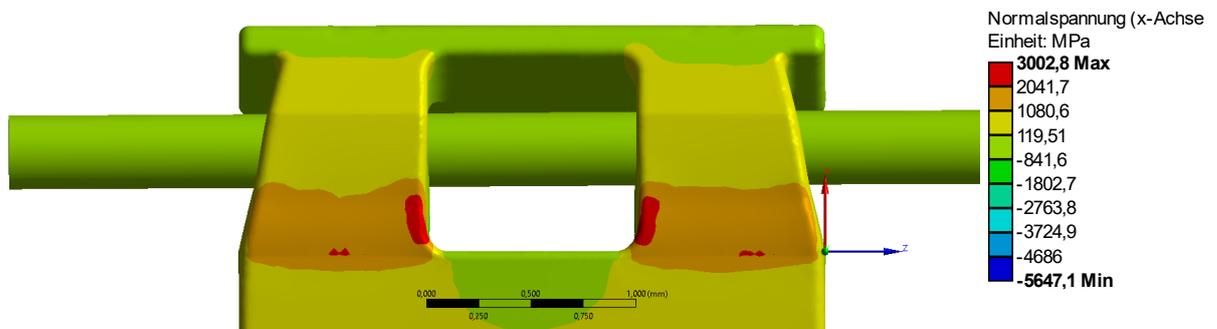


Abbildung 35: Berechnete Verteilung der Normalspannung in x-Richtung. Die Verteilung stimmt weitestgehend mit der Verteilung der Vergleichsspannung überein.

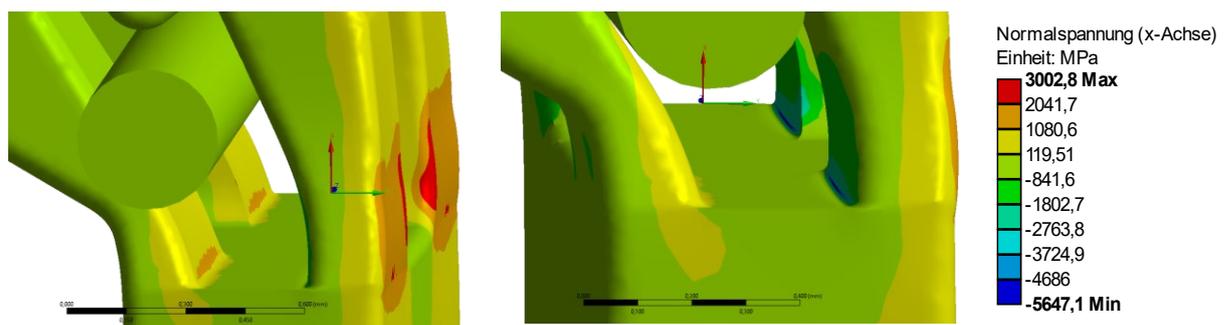


Abbildung 36: Berechnete Verteilung der Normalspannung in x-Richtung. Die Verteilung stimmt auch für die Radien am Slot weitestgehend mit der Verteilung der Vergleichsspannung überein.

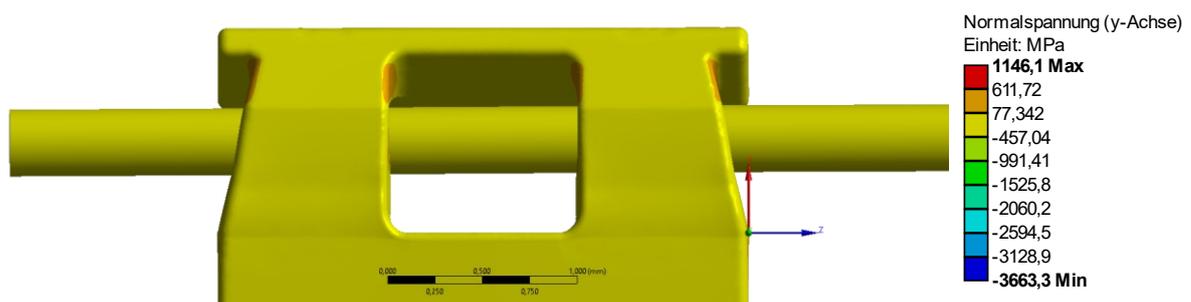


Abbildung 37: Berechnete Verteilung der Normalspannung in y-Richtung. Die Spannung war nicht wie bisher in den Biegungen konzentriert.

Im Gegensatz dazu verteilte sich die Normalspannung in y-Richtung (Abbildung 37) beinahe gleichmäßig über den gesamten Bracket-Körper. Als maximale Normalspannung wurde in dieser Richtung  $\sigma_{N,y} = 1146,1 \text{ MPa}$  berechnet, was nur ca. 38 % der Normalspannung in x-Richtung entspricht. Diese maximale positive Normalspannung in y-Richtung konzentrierte sich dabei

an den Radien des indirekt belasteten Flügels. Im Vergleich zu den vorherigen Spannungsverteilungen war sie aber in Richtung des Slot-Bodens verlagert (Abbildung 38). Die maximale negative Normalspannung in y-Richtung war mit  $\sigma_{N,y} = -3.663,3 \text{ MPa}$  wesentlich höher als diejenige in positiver Richtung. Sie war an den Radien des direkt belasteten Flügels an dessen Innenseite verortet und deutete auf eine sehr hohe Druckbelastung an diesen Stellen hin.

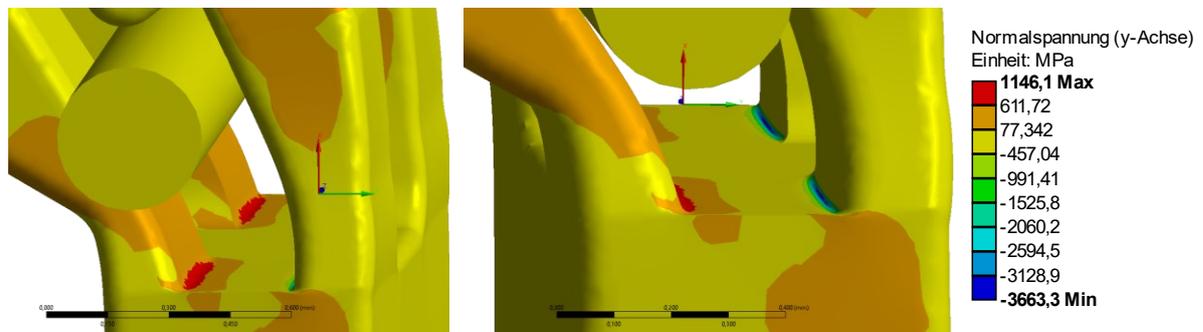


Abbildung 38: Berechnete Verteilung der Normalspannung in y-Richtung (Revisionsstand 15). Die Druckspannung konzentrierten sich auch hier an den Radien am Slot des belasteten Flügels. An der gegenüberliegenden Seite traten Zugspannungen auf, allerdings in Richtung Slot-Boden verschoben.

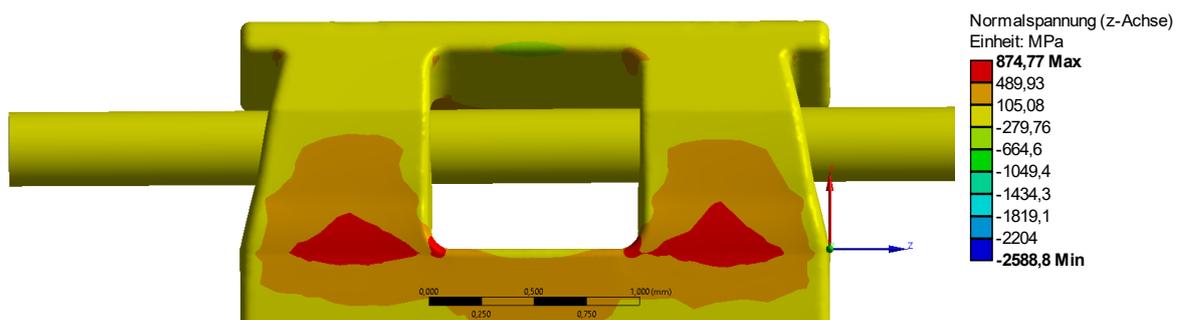


Abbildung 39: Berechnete Verteilung der Normalspannung in z-Richtung. Die Verteilung ist in ähnlichen Bereichen wie die Vergleichsspannung konzentriert. Die Amplitude der Spannung ist jedoch geringer und der Ort Konzentration in den Radien stimmt nicht mit dem in x-Richtung überein.

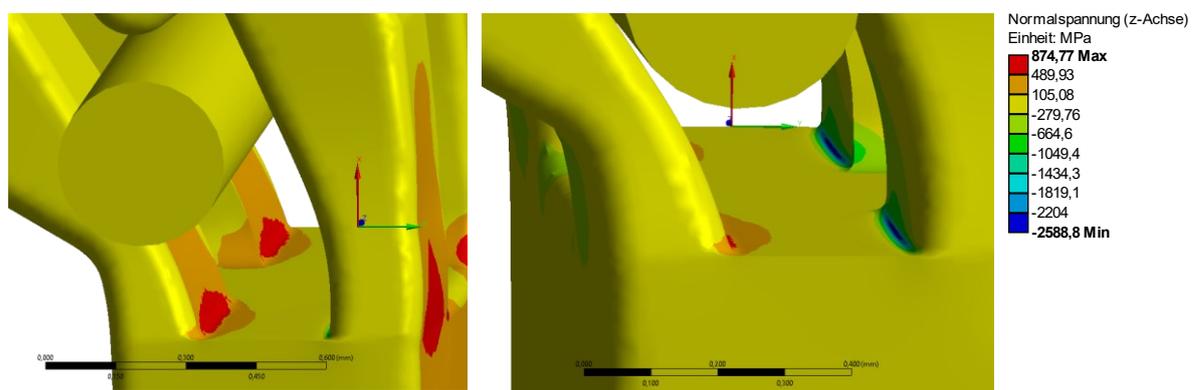


Abbildung 40: Berechnete Verteilung der Normalspannung in z-Richtung. Die Druckspannung konzentriert sich auch hier an den Radien am Slot des belasteten Flügels. An der gegenüberliegenden Seite treten an den Radien Zugspannungen auf.

Zuletzt wurde die Normalspannung in z-Richtung betrachtet (vgl. Abbildung 39). Die maximale positive Spannung in z-Richtung betrug dabei  $\sigma_{N,z} = 874,77 \text{ MPa}$ . Dies entspricht ungefähr 29% der maximalen positiven Normalspannung in x-Richtung. Die maximale Druckspannung trat

wiederum an den inneren Radien des belasteten Flügels auf und betrug  $\sigma_{N,z} = -2.588,8 \text{ MPa}$  (Abbildung 40).

Als Orte der höchsten Zugspannung sind auch in dieser Richtung die Radien am indirekt belasteten Flügel zu nennen, ebenso wie die unteren Radien am Fenster und die komplette Fläche der Einschnürung für das Festkörpergelenk. Das Intervall, in dem diese Spannungen liegen, ist zwischen  $\sigma_{N,x} \approx 105 \text{ MPa}$  und  $\sigma_{N,x} \approx 875 \text{ MPa}$ .

Insgesamt ist also die höchste Amplitude der Normalspannung in x-Richtung zu erwarten. Dies gilt sowohl für Zug- als auch für Druckspannungen.

### Einfluss verschiedener Bögen auf die Belastung des Brackets

Da davon ausgegangen werden musste, dass verschiedene Bögen unterschiedliche Spannungen am Bracket hervorrufen, wurden die Belastungen ohne Bogen, mit einem 0,014" Rundbogen, einem quadratischen 0,016" x 0,016" Bogen und dem V-Bogen miteinander verglichen.

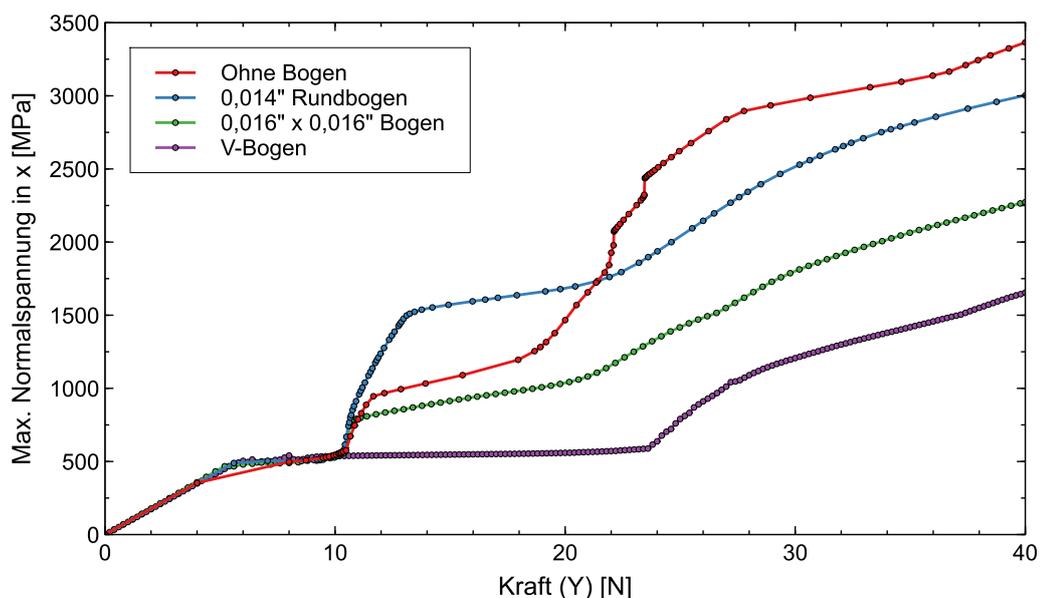


Abbildung 41: Vergleich der maximalen Normalspannungen in x-Richtung. Es ist deutlich zu sehen, dass der 0,014" Rundbogen die höchsten Spannungswerte zwischen ca. 10 N und 20 N Kraft aufweist. Erst darüber zeigt das Bracket ohne Bogen die höchsten Werte. Darunter folgt der 0,016" x 0,016" Bogen und zuletzt das Bracket mit dem V-Bogen.

Aus Abbildung 41 wird deutlich, dass die maximale Normalspannung in x-Richtung (Zugbelastung) am Bracket bei eingesetztem 0,014" Rundbogen bei einer Belastung zwischen ca. 10 N und 20 N höher als die übrigen Varianten war. Bei Belastungen über 20 N weist das Bracket ohne Bogen die höchsten Spannungswerte auf (Maximum:  $\sigma_{N,x} = 3.365,0 \text{ MPa}$ ). Anschließend folgt das Bracket mit dem 0,014" Bogen (Maximum:  $\sigma_{N,x} = 3.002,8 \text{ MPa}$ ). Darunter befindet sich der 0,016" x 0,016" Bogen (Maximum:  $\sigma_{N,x} = 2.272,8 \text{ MPa}$ ). Die niedrigste berechnete Spannung ergab sich für das Bracket mit dem V-Bogen (Maximum:  $\sigma_{N,x} = 1.654,4 \text{ MPa}$ ). Unter

einer Belastung von 10 N ist die Normalspannung für alle Varianten praktisch deckungsgleich. Ähnliches gilt, wie in Abbildung 42 gezeigt, auch für die minimale Normalspannung in x-Richtung (Druckbelastung). Hier weist das Bracket mit 0,014" Rundbogen die betragsmäßig höchsten Werte (Minimum:  $\sigma_{N,x} = -5647,1 \text{ MPa}$ ) auf, gefolgt vom Bracket ohne Bogen (Minimum:  $\sigma_{N,x} = -5358,3 \text{ MPa}$ ), dem 0,016" x 0,016" Bogen (Minimum:  $\sigma_{N,x} = -2803,1 \text{ MPa}$ ) und schließlich dem V-Bogen (Minimum:  $\sigma_{N,x} = -1524,2 \text{ MPa}$ ).

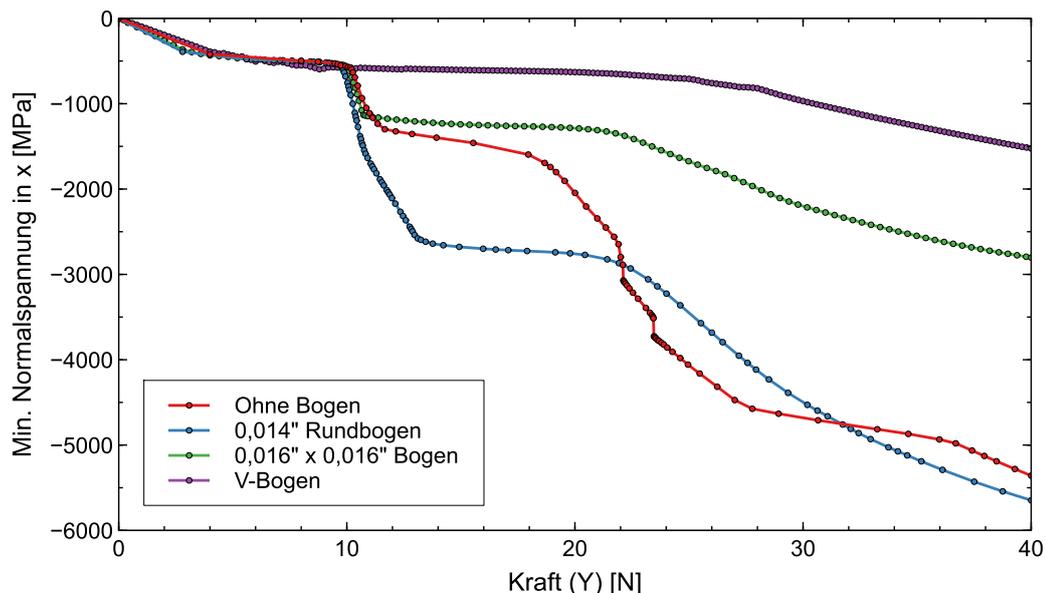


Abbildung 42: Vergleich der minimalen Normalspannungen in x-Richtung. Es ist deutlich zu sehen, dass der 0,014" Rundbogen die niedrigsten Spannungswerte zwischen 10 N und 20 N Kraft aufweist. Bis 30 N zeigt das Bracket ohne Bogen die niedrigsten Werte, darüber wieder der 0,014" Bogen. Geringere negative Normalspannungen haben der 0,016"x0,016" Bogen und zuletzt das Bracket mit dem V-Bogen.

Im Bereich zwischen 10 N und 20 N zeigt das Bracket mit dem 0,014" Rundbogen die höchsten Beträge der minimalen Normalspannung und das Bracket ohne Bogen die nächstniedrigeren Werte auf. Dies kehrt sich zwischen 20 N und 30 N um und nochmals ab 30 N. Zwischen 0 N und 10 N sind die Verläufe auch hier praktisch wiederum deckungsgleich.

### Parameterstudie

Wie aus der ursprünglichen Konstruktion (Revisionsstand 15) des V-Slot-Bracket Flügels zu erwarten war (siehe auch Kapitel 4.1.2), konzentrierten sich die Spannungen an der schmalsten Stelle, des Bracket-Flügels (vgl. Abbildung 34, Abbildung 36, Abbildung 38 & Abbildung 40), dem Festkörpergelenk. Als weitere Stelle mit Spannungskonzentration stellte sich der Radius des Fensters im Flügel auf Höhe des Slot-Bodens heraus. Mit diesen Ergebnissen konnten zusammen mit den Ergebnissen aus Kapitel 4.1.2 die Parameter der Geometrie identifiziert werden, die den größten Einfluss auf die Spannungsverteilung haben. Dazu zählte zunächst die

Breite des Flügels am Slot-Boden  $b_{f,u}$ . Des Weiteren wurden die unteren Radien des Fensters  $r_{F,u}$  sowie die Breite des Fensters  $b_F$  als Parameter aufgenommen, da die Menge des durch das Fenster fehlenden Materials auch Einfluss auf die Biegesteifigkeit des Flügels hat. Mit diesen drei variablen Parametern ( $b_F$ ,  $b_{f,u}$ ,  $r_{F,u}$ ) wurde schließlich an einem Bracket-Flügel eine Studie unter Variation dieser Parameter durchgeführt. In Tabelle 21 (siehe Anhang) sind die Ergebnisse der ersten Parameterstudie vollständig dargestellt. Zur besseren Übersicht und schnellen Identifizierung vielversprechender Parameterkombinationen wurden die Ergebnisse in ein Säulendiagramm (Abbildung 43) eingefügt. Als Kombinationen mit den drei niedrigsten Vergleichsspannungen erwiesen sich dabei #89, #62 und #98 (vgl. Tabelle 3). Den geringsten Wert der Vergleichsspannung  $\sigma_v=996,37 \text{ MPa}$  wies #89 auf, bei der  $b_{F,u}$  und  $r_{F,u}$  in dieser Parameterstudie maximal und  $b_F$  dagegen minimal war. Die übrigen beiden Kombinationen hatten entweder ein größeres  $b_F$  oder einen geringen  $r_{F,u}$ .

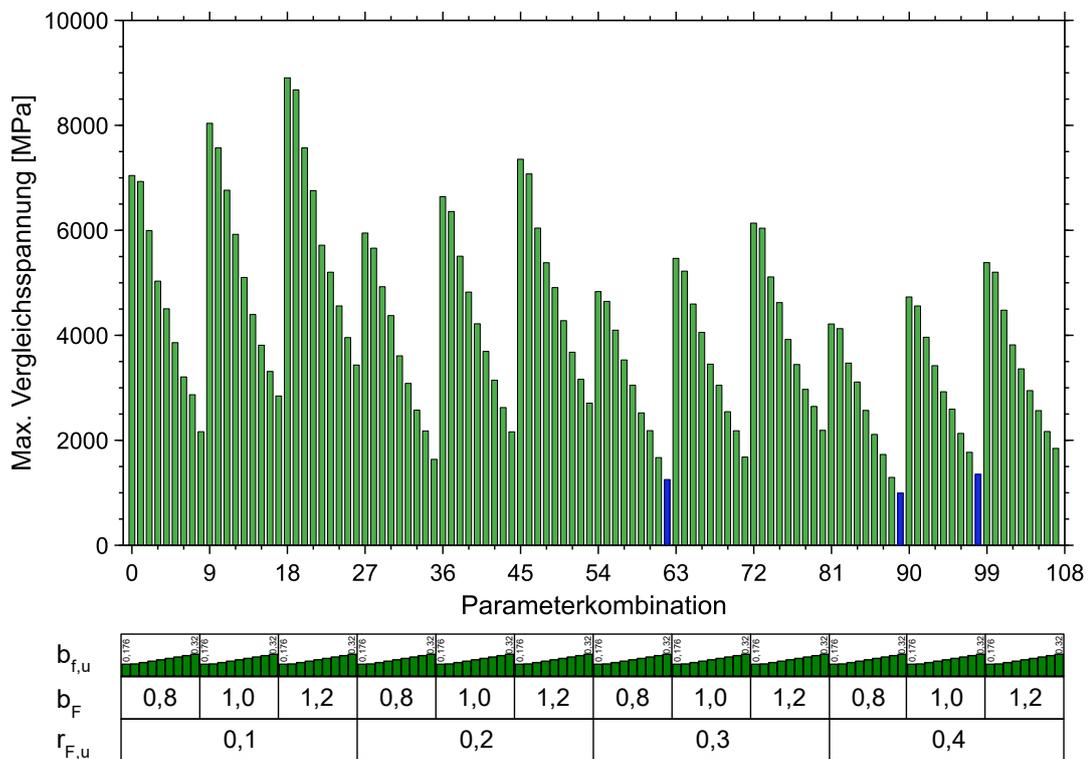


Abbildung 43: Zusammenfassung der errechneten Vergleichsspannung für die Parameterkombinationen. Die drei niedrigsten Werte wiesen die Kombinationen #89, #62 und #98 auf (blau markiert). Unterhalb des Diagrammes sind die Parameter aufgetragen. Der Radius des Fensters unten  $r_{F,u}$ , die Breite des Fensters  $b_F$  und zuletzt die Breite des Flügels unten  $b_{f,u}$ . Letztgenannter Parameter wurde zwischen  $0,176 \text{ mm}$  und  $0,32 \text{ mm}$  variiert.

Tabelle 3: Parameterkombinationen mit den drei niedrigsten berechneten Vergleichsspannungen.

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichsspannung Max.
	[mm]	[mm]	[mm]	[MPa]
62	0,32	0,8	0,3	1252,82
89	0,32	0,8	0,4	996,37
98	0,32	1	0,4	1354,36

Da das CAD-Modell aufgrund der Konstruktion nur eine Variation der Flügelbreite unten ( $b_{F,u}$ ) bis zu einem Wert von 0,32 mm zuließ, wurde ein zweites Modell erstellt, das den übrigen Parameterraum abdecken konnte. Es sei auch darauf hingewiesen, dass die höchste berechnete Spannung (Kombination #18) mit  $\sigma_v=8904,84 \text{ MPa}$  beinahe 10-mal so hoch wie die niedrigste Spannung war. Die Ergebnisse des zweiten Durchlaufs sind in Tabelle 22 (siehe Anhang) und Abbildung 44 aufgeführt. Die drei niedrigsten Spannungswerte wiesen die Kombinationen #49, #19 und #48 auf (Tabelle 4). Es liegen außerdem 20 Kombinationen unterhalb einer Spannung von  $500 \text{ MPa}$ .

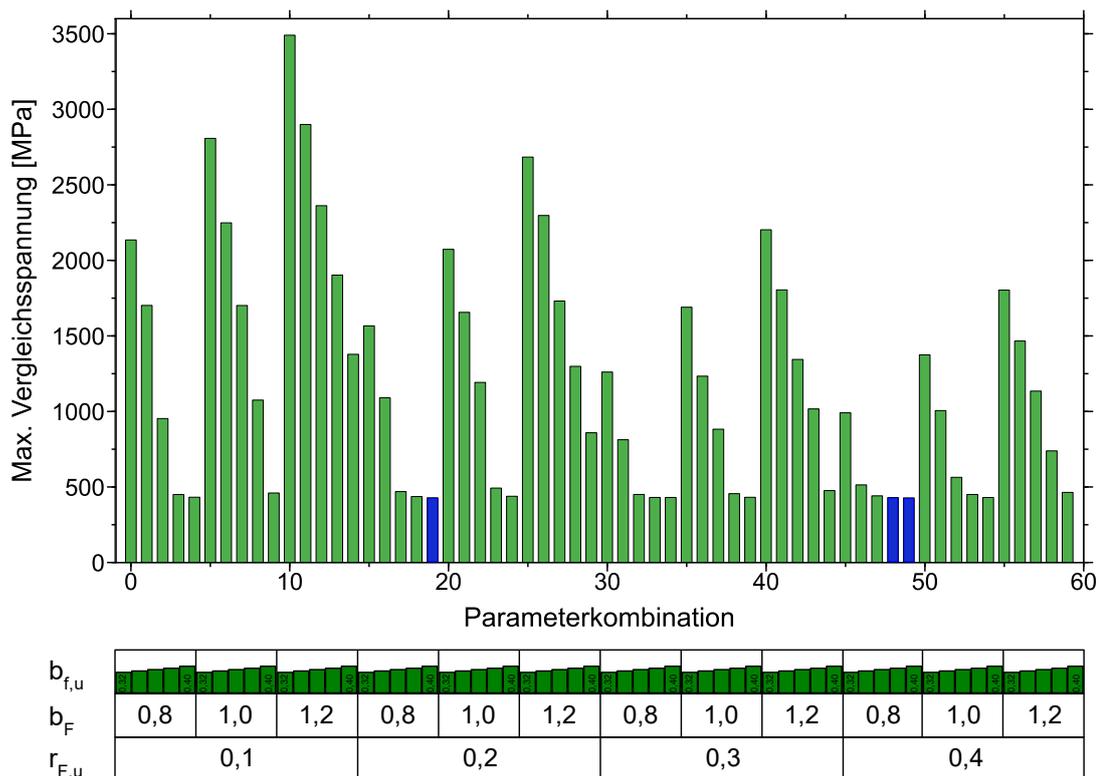


Abbildung 44: Zusammenfassung der errechneten Vergleichsspannung für die Parameterkombinationen des zweiten Optimierungslaufs. Die drei niedrigsten Werte wiesen die Kombinationen #49, #19 und #48 auf. Es liegen außerdem 20 Kombinationen unterhalb von  $500 \text{ MPa}$ .

Tabelle 4: Parameterkombinationen mit den drei niedrigsten berechneten Vergleichsspannungen.

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$ [mm]	Breite Fenster $b_F$ [mm]	Radius Fenster unten $r_{F,u}$ [mm]	Vergleichsspannung Max. [MPa]
19	0,4	0,8	0,2	428,34
48	0,38	0,8	0,4	429,78
49	0,4	0,8	0,4	427,66

Auch bei dieser Optimierungsrunde zeigen die Erhöhung der Flügelbreite, die Verringerung der Breite des Fensters und die Erhöhung der Fensterradien eine Verringerung der maximalen berechneten Spannung. Den geringsten Wert der Vergleichsspannung  $\sigma_v=427,66 \text{ MPa}$  wies #49

auf, bei der  $b_{F,u}$  und  $r_{F,u}$  in dieser Parameterstudie maximal und  $b_F$  dagegen minimal war. Die übrigen beiden Kombinationen hatten entweder eine kleinere  $b_{f,u}$  oder einen geringen  $r_{F,u}$ .

Weiterhin ist zu erkennen, dass wesentlich mehr Kombinationen geringe Spannungswerte unterhalb von  $500 \text{ MPa}$  zeigten. Die höchste Spannung aus der Simulation des zweiten Optimierungslaufs betrug  $\sigma_v = 3490,68 \text{ MPa}$ , was mehr als achtmal höher ist als die niedrigste Spannung. Bei der Erhöhung der unteren Flügelbreite  $b_{f,u}$  über  $0,32 \text{ mm}$  hinaus musste allerdings auch die Breite des Flügels an seinem oberen Ende erhöht werden, um das Prinzip des Festkörpergelenks beibehalten zu können. Da dadurch der gesamte Flügel insgesamt unnötig verbreitert wurde, sollte die Geometrie des Flügels angepasst werden, um dem entgegenzuwirken. Dazu wurde die Form so geändert, dass die Biegelinie möglichst gerade mittig durch den Flügel verläuft.

### **Iterativ verbesserte Form des Brackets (Revisionsstand 23)**

Für diese FE-Analyse wurden zunächst die Kenntnisse aus der mechanischen Beschreibung, wie in Kapitel 4.1.2 dargestellt, verwendet, um eine geeignete Geometrie auszuwählen. Zur weiteren Analyse wurde ein Flügel des Brackets separat betrachtet, um eine Verbesserung der Spannungs- und Dehnungsverteilung an diesem Flügel zu erreichen. In Tabelle 23 (siehe Anhang) und Abbildung 45 sind die Ergebnisse dieses Optimierungsdurchlaufes zu sehen.

Auch die geänderte Bracket-Geometrie zeigte große Unterschiede zwischen den Parameterkombinationen. Keine der Kombinationen überstieg einen Wert der Vergleichsspannung von  $\sigma_v = 3330,26 \text{ MPa}$ , was noch etwas niedriger lag als der maximale Wert des zweiten Optimierungslaufs. Ebenso ist gut sichtbar, dass die drei niedrigsten Werte unter  $\sigma_v = 1000 \text{ MPa}$  liegen (vgl. Tabelle 5).

Trotz der geänderten Form kamen zum Teil noch relativ hohe Spannungswerte als Ergebnisse vor. Die Parameterkombination mit dem niedrigsten Spannungswert zeigte dabei jedoch einen Wert von  $\sigma_v = 534,55 \text{ MPa}$  für die Vergleichsspannung bzw.  $\sigma_{N,x} = 533,86 \text{ MPa}$  für die Normalspannung in x-Richtung (vgl. Tabelle 23). Zur besseren Einordnung ist in Abbildung 46 die Verteilung der Normalspannung in x-Richtung am Bracketkörper gezeigt. Die entsprechenden Verteilungen der Vergleichsspannung, sowie der Vergleichsdehnung sind in Abbildung 61 und Abbildung 62 (siehe Anhang) zu sehen. Im Vergleich zu den Ausgangs-Brackets ist gut zu erkennen, dass sich die Spannungen nicht mehr an einer Stelle des Flügels konzentrierten, sondern über die gesamte Länge des Flügels verteilt sind. Dies gilt sowohl für die Innen-, als auch die Außenseite.

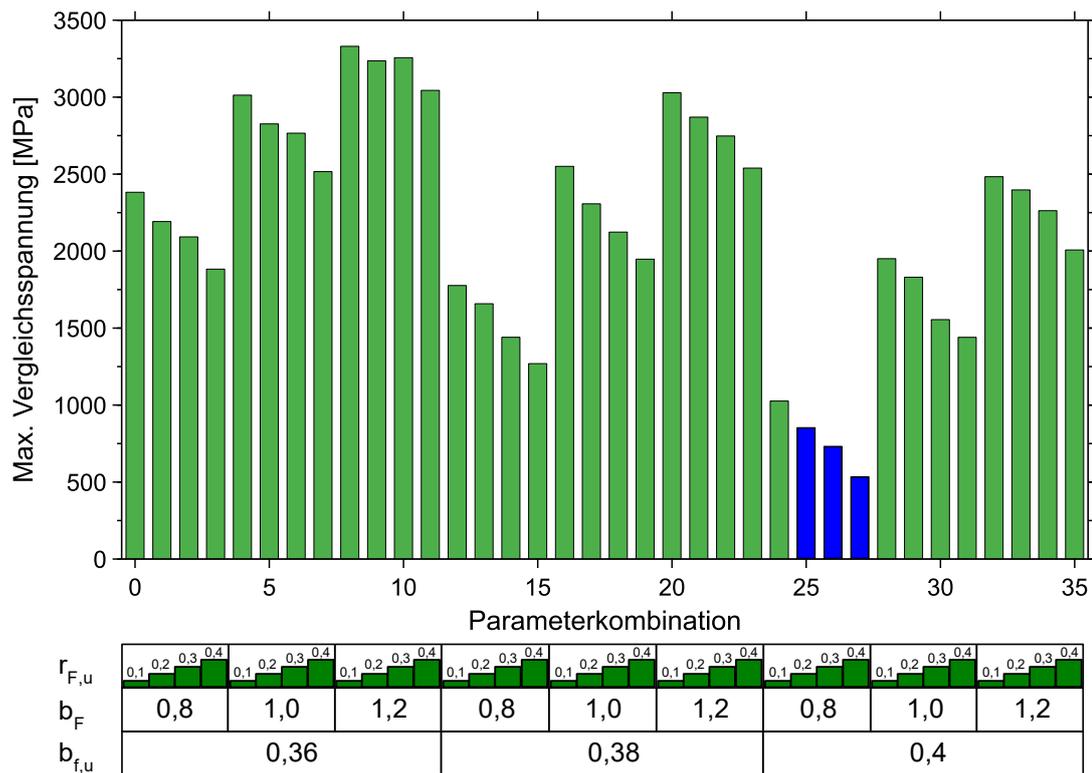


Abbildung 45: Zusammenfassung der errechneten Vergleichsspannungen für die Parameterkombinationen des dritten Optimierungslaufs. Für diesen Lauf wurde die veränderte Flügelgeometrie verwendet. Die drei niedrigsten Werte hatten die Kombinationen #26, #27 und #28.

Tabelle 5: Parameterkombinationen mit den drei niedrigsten berechneten Vergleichsspannungen.

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichsspannung Max.
	[mm]	[mm]	[mm]	[MPa]
26	0,4	0,8	0,2	853,60
27	0,4	0,8	0,3	732,11
28	0,4	0,8	0,4	534,55

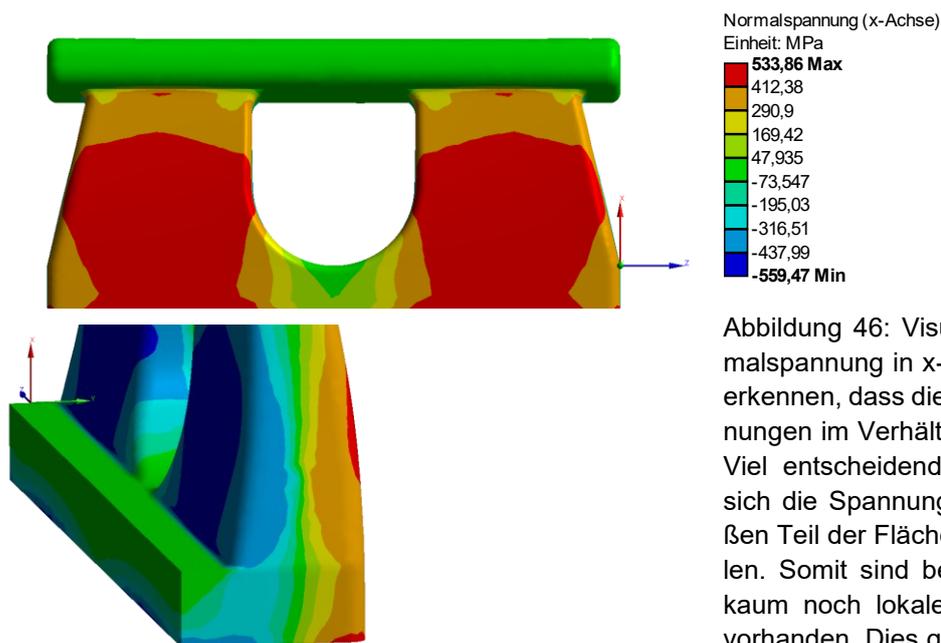


Abbildung 46: Visualisierung der Normalspannung in x-Richtung. Es gut zu erkennen, dass die auftretenden Spannungen im Verhältnis niedrig sind  $\sigma_{N,x}$ . Viel entscheidender ist jedoch, dass sich die Spannungen über einen großen Teil der Fläche des Flügels verteilen. Somit sind bei dieser Geometrie kaum noch lokale Spannungsspitzen vorhanden. Dies gilt sowohl für die außen als auch die innenliegende Seite des Flügels.

#### 4.1.4 Verifizierung der Prototypen mit Hilfe von Lebensdaueruntersuchungen

Nach der Identifizierung der Position und Amplitude der Spannungskonzentrationen im Bracket wurden jeweils iterativ verbesserte Revisionen der Prototypen hergestellt und anschließend in Ermüdungsversuchen im Kausimulator untersucht. Die Veränderungen waren vornehmlich im Bereich der vorher genannten Parameter Breite des Flügels unten  $b_{F,u}$ , Breite des Fensters  $b_F$  und Radius des Fensters unten  $r_{F,u}$ . Die hergestellten neuen Bracket-Iterationen zeigt Tabelle 6.

Tabelle 6: Revisionen der Brackets, Position der Brackets und für die Versuche vorgegebene Kraft, die der Kausimulator applizieren sollte.

Revision	Parameter 1	Parameter 2	Parameter 3
	Breite des okklusalen Flügels $b_{F,u}$	Breite des Fensters $b_F$	Radius des Fensters $r_{F,u}$
18	0,30 mm	0,8 mm	0,1 mm
19	0,34 mm	0,8 mm	0,1 mm
20	0,46 mm	0,8 mm	0,1 mm
21	0,38 mm	0,8 mm	0,1 mm
22	0,38 mm	0,8 mm	0,1 mm
23	0,40 mm (Umkehrung der Geometrie)	0,8 mm	0,4 mm
23mod	0,40 mm (Umkehrung der Geometrie)	0,8 mm	0,4 mm

Dabei ist anzumerken, dass die ersten Revisionen (Rev. 18-22) auf der ursprünglichen Bracket-Geometrie basierten, während die Proben ab Revision 23 auf der neuen angepassten Form ohne diskrete Festkörpergelenke basieren.

#### 4.1.5 Lebensdaueruntersuchungen

Die Iterationen der Brackets wurden im KFO-Kausimulator auf Ihre Lebensdauer hin untersucht. Zunächst wurden die jeweiligen Bracket-Iterationen als Vierergruppe mit eingespanntem 0,019" Rundbogen aus Stahl analysiert. Dabei zeigten die Ergebnisse der Untersuchung (Tabelle 7), der ersten Revision (Rev. 18) eine relativ große Varianz. Da mehrere Brackets durch den Bogen verbunden waren, verteilte sich die Belastung ungleichmäßig auf die einzelnen Brackets. Daher sind die effektiven auf ein Bracket wirkenden Kräfte eher gering und dürften sich zwischen  $F \approx 10 N$  und  $F \approx 18 N$  bewegen. Auch ist der Abstand des Kraftansatzpunktes in dieser Versuchsreihe noch kleiner als in späteren Untersuchungen, was sich auf die Belastung der Flügel auswirken dürfte. Trotz dieser geringen Belastung traten Brüche teilweise schon bei Zyklenzahlen von  $N=3.000$  auf, reichen jedoch auch bis zu  $N=59.500$  Zyklen. Mit diesen Ergebnissen aus den ersten Versuchsläufen der Lebensdaueruntersuchungen konnten weitere Bracket-Versionen (Rev. 19 & 19s) erstellt und im KFO-Kausimulator untersucht werden.

Tabelle 7: Erste am KFO-Kausimulator untersuchte Bracketrevision „Rev. 18 und 18s“. Es wurden zwei bis vier Brackets als Gruppe, verbunden mit einem  $\varnothing=0,019''$  Runddraht aus Stahl, bei  $36^{\circ}\text{C}$ - $36,5^{\circ}\text{C}$  untersucht. Das Intervall der wirkenden Kräfte lag bei  $36,5\text{ N}$ - $47\text{ N}$ . Der Abstand zum Kraftansatzpunkt (KAP) wurde zwischen  $200\text{ }\mu\text{m}$  und  $400\text{ }\mu\text{m}$  gewählt.

Revision	Bracket-position	Abstand KAP [ $\mu\text{m}$ ]	Prüf-temperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Bogen	Vorgabe-kraft [N]	Abgelesene Kraft [N]	Zyklen bis zum Bruch je Bracketposition			
							42	41	31	32
18	42;43	400	36,5	0,019"	/	36,5				59500
18s	42; 41; 31; 32	200	36,5	0,019"	/	45	40381	3000	40381	40774
18s	42; 41; 31; 32	200	36,5	0,019"	/	42	51399	8000	51399	52399
18	42; 41; 31; 32	200	36	0,019"	/	47	8400	3000	8000	8000
18	42; 41; 31; 32	200	36	0,019"	/	47	8750	4566	6566	8000

Die Ergebnisse (Tabelle 8) zeigen im Mittel geringere Zyklenzahlen bis zum Bruch zwischen  $N=1.591$  und  $N=9.201$ . Zur Untersuchung wurden in diesem Durchlauf zum Teil höhere Lasten von bis zu  $F=98\text{ N}$  verwendet. Da sich diese ebenfalls auf mehrere Brackets verteilen ist für ein einzelnes Bracket wiederum eine geringere Belastung zu erwarten, beispielsweise nur  $F_{1/4}=24,5\text{ N}$  pro Bracket bei oben genannter Kraft. Die Problematik der ungleichmäßigen Belastung der Proben blieb jedoch existent.

Tabelle 8: Zweite am KFO-Kausimulator untersuchte Bracketrevision „Rev. 19 bzw. 19s“. Es wurden wiederum zwei bis vier Brackets als Gruppe, meist verbunden mit einem  $\varnothing=0,5\text{ mm}$  Runddraht aus Stahl, bei  $36,5^{\circ}\text{C}$ - $36,9^{\circ}\text{C}$  untersucht. Das Intervall der wirkenden Kräfte wurde vergrößert. Der Abstand zum Kraftansatzpunkt (KAP) wurde größer ( $350$ - $450\text{ }\mu\text{m}$ ) als beim ersten Durchlauf gewählt.

Revision	Bracket-position	Abstand KAP [ $\mu\text{m}$ ]	Prüf-temperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Bogen	Vorgabe-kraft [N]	Abgelesene Kraft [N]	Zyklen bis zum Bruch je Bracketposition			
							42	41	31	32
19	41; 31; 32	350	36,5	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	50	46		1591	3586	3586
19	41; 31; 32	400	36,5	Kein Bogen	60	60		9201		9201
19	42; 41; 31; 32	450	36,8	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	100	98		4797	4797	4797
19	42; 41; 31; 32	450	36,9	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	100	97		2159	2159	2159
19	42; 41; 31; 32	300	36,9	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	100	98		3582	3582	3582
19	41; 31	300	36,7	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	100	96		1250	1250	
19	41; 31	400	36,2	Kein Bogen	55	51		4451	4451	
19	41; 31	400	36,5	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	55	52		1800	1800	
19	41; 31	400	36,5	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	55	52				
19s	42; 43	400	36,5	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	/	44				20000
19s	42; 43	400	36,5	Stahl $\varnothing=0,5\text{mm}$	/	40				5000

Die niedrigste Kraft pro Bracket betrug rechnerisch  $F=15,3\text{ N}$  ( $46\text{ N}/3$ ), die höchste  $F=48\text{ N}$  pro Bracket. Für geringe Kräfte von ca.  $F=20\text{ N}$  konnten bis zu  $N=20.000$  Zyklen erreicht werden. Alle anderen Bracket-Gruppen erreichten nicht einmal  $10.000$  Zyklen. Mit eingesetztem Bogen maximal  $N=5.000$  Zyklen. Ohne Bogen waren mit  $N=9.201$  etwas mehr Zyklen möglich.

Mit der nächsten, weiterentwickelten Revision (Rev. 20) des Brackets wurden die Brackets wiederum in Gruppen von bis zu vier Brackets verbunden durch einen  $\varnothing=0,5\text{ mm}$  Runddraht

aus Stahl untersucht. In Tabelle 9 sind die Resultate der Messungen aufgezählt. Die höchste Kraft pro Bracket betrug  $45,75\text{ N}$ . Mit dieser konnten Zyklen bis zum Bruch von  $N=2200$  erreicht werden. Eine Verringerung auf  $33,75\text{ N}$  pro Bracket erlaubte teilweise  $N=77.700$  bis zum Bruch. Im Vergleich zu den Brackets der vorherigen Revisionen sind bereits höhere Zyklenzahlen mit gleichzeitig höheren Belastungen möglich. Runouts bei  $N=50.000$  werden jedoch nur selten erreicht.

Tabelle 9: Dritte am KFO-Kausimulator untersuchte Bracketrevision „Rev. 20“. Es wurden drei bis vier Brackets als Gruppe, meist verbunden mit einem  $\varnothing=0,5\text{ mm}$  Runddraht aus Stahl, bei  $36,5^\circ\text{C} - 37^\circ\text{C}$  untersucht. Das Intervall der wirkenden Kräfte wurde vergrößert. Der Abstand zum Kraftansatzpunkt (KAP) wurde wieder etwas kleiner ( $300\text{-}400\text{ }\mu\text{m}$ ) als beim vorherigen Durchlauf gewählt.

Revision	Bracketposition	Abstand KAP	Prüftemperatur	Bogen	Vorgabekraft	Abgelesene Kraft	Zyklen bis zum Bruch je Bracketposition			
							$[\mu\text{m}]$	$[\text{C}]$		
20 & 21 (Zahn32)	42; 41; 31; 32	300	36,7	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	130	127	6217	6217		6217
20	42; 41; 31; 32	300	36,7	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	130	135		9406	9406	9406
20	42; 41; 31; 32	300	36,5	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	130	135	77700	24853	77000	77000
20	42; 41; 31; 32	350	36,6	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	120	115	14096	14096	14096	14096
20	42; 41; 31; 32	400	36,3	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	180	183		2200	2200	2200
20	42; 41; 31; 32	300	37	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	180	165	8708	8708	8708	8708
20	42; 41; 31; 32	400	36,5	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	100	91		56535	56535	56275

Nachfolgend wurde die Revision 21 untersucht; die Ergebnisse sind in Tabelle 10 zusammengefasst. In den Versuchen wurden die wirkenden Kräfte wurden auf  $F=108\text{-}125\text{ N}$  erhöht, was einer Kraft pro Bracket von  $F=27\text{-}31,25\text{ N}$  entspricht. Die Zyklen bis zum Bruch pro Bracket sind im Vergleich mit  $N=4706\text{-}12.584$  niedriger. Auch bei ansonsten gleichen Voraussetzungen scheinen die Brackets dieser Revision weniger ermüdungsfest zu sein. Die Darstellung als Scatter-Plot (Abbildung 59) zeigt die Entwicklung deutlicher. Von Revision 18-20 erhöhen sich die jeweiligen Zyklen bis zum Bruch gleichzeitig mit der Erhöhung der Last. Bei Revision 21 stagniert dieser Verlauf hingegen. Es werden also keine günstigeren Werte von Kraft und zugehöriger Zyklenzahl bis zum Bruch erreicht.

Tabelle 10: Vierte am KFO-Kausimulator untersuchte Version des Brackets „Rev. 21“. Es wurden vier Brackets als Gruppe, verbunden mit einem  $\varnothing=0,5\text{ mm}$  Runddraht aus Stahl, bei ca.  $36,5^\circ\text{C}$  untersucht. Die vorgegebenen Kräfte wurden auf  $120\text{ N}$  erhöht. Der Abstand zum Kraftansatzpunkt (KAP) wurde konstant auf  $300\text{ }\mu\text{m}$  eingestellt.

Revision	Bracketposition	Abstand KAP	Prüftemperatur	Bogen	Vorgabekraft	Abgelesene Kraft	Zyklen bis zum Bruch je Bracketposition			
							$[\mu\text{m}]$	$[\text{C}]$		
21	42; 41; 31; 32	300	36,5	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	120	125	4706	4706	4706	4706
21	42; 41; 31; 32	300	36,5	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	120	108		6821	6821	6821
21	42; 41; 31; 32	300	36,5	Stahl - $\varnothing=0,5\text{mm}$	120	110		12584	12584	12584

Im Anschluss wurde die optimierte Geometrie ohne diskrete Festkörpergelenke (Revision 23 und 23mod) untersucht. Die entsprechenden Ergebnisse sind in Tabelle 11 aufgezählt. Die Versuche wurden mit einem NiTi V-Draht Rev. 5 an Einzelbrackets durchgeführt. Es ist zu erkennen, dass die höchste Belastung von  $F=102\text{ N}$  die geringsten Zyklen bis zum Bruch  $N=4228$  benötigt. Die geringste gemessene Kraft von  $F=32,5\text{ N}$  produziert einen Runout von mindestens  $N=50.000$  Zyklen ohne Bruch. Die höchste gemessene Kraft, bei der ein Runout erreicht werden konnte, lag bei  $F=55\text{ N}$ . Bei Kräften um  $F=50\text{ N}$  schwanken die erreichbaren Zyklenzahlen bis zum Bruch zwischen  $N=9547$  und  $N=38.484$ .

Tabelle 11: Ergebnisse der Lebensdaueruntersuchungen der Bracketrevision „23 mod“. Alle Versuche wurden mit einem „V-Draht Rev. 5“, bei ca.  $36,5\text{-}37,0^\circ\text{C}$  durchgeführt. Es wurde Kraft vorgegeben, die tatsächliche Kraft wurde mit aufgezeichnet. Der Abstand der Befestigung zum Kraftansatzpunkt (KAP) wurde auf  $300\text{ }\mu\text{m}$  festgelegt. Des weiteren sind untenstehend die Zyklen bis zum Bruch, sowie der Ort an dem der Bruch stattfand angegeben. Dabei bedeutet „b=Basis“, „f=Flügel“ und „k=kein Bruch“.

Bracketposition	Abstand KAP	Prüftemperatur	Vorgabekraft	Abgelesene Kraft	Zyklen bis zum Bruch	Bruchort
	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $^\circ\text{C}$ ]	[N]	[N]		
4-1	300	36,7	90	102	4.228	b
4-1	300	36,5	90	95	4.987	b
3-1	300	36,8	90	95	6.434	b
3-1	300	36,7	80	94	12.927	b
3-1	300	36,6	50	53	50.000	k
3-1	300	36,7	50	55	50.000	k
3-1	300	36,8	50	50	12.226	f
3-1	300	37,0	50	53	9.547	f
3-1	300	37,0	50	56	12.000	f
3-1	300	36,8	50	53	13.781	f
3-1	300	36,9	50	52	20.596	f
3-1	300	36,6	50	55	19.714	f
3-1	300	36,8	50	53	38.484	b
3-1	300	36,6	50	52	39.004	b
3-1	300	36,5	50	52	16.766	f
3-1	300	37,0	50	50	30.156	b
3-1	300	36,8	50	50	18.440	b
3-1	300	37,0	40	43	50.000	k
3-1	300	36,7	35	32,5	50.000	k
3-1	300	36,5	35	40	50.000	k
3-1	300	36,4	35	36,5	50.000	k

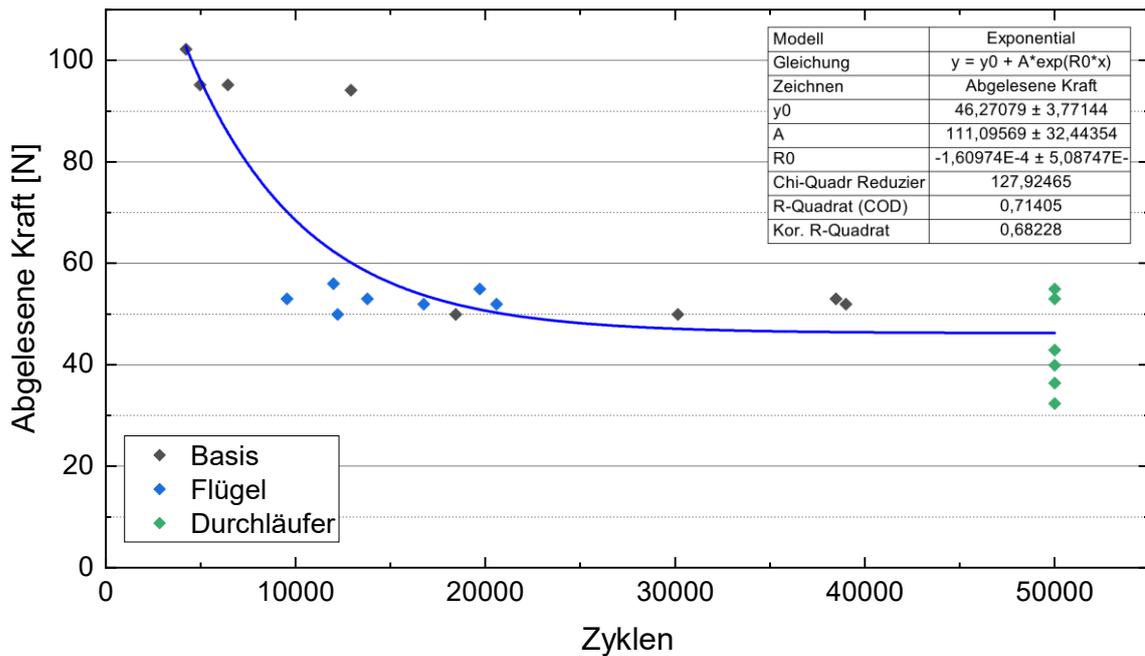


Abbildung 47: Ermüdungskurve aus den Lebensdaueruntersuchungen der Bracketrevision „23 mod“. Die Schwelle zur zeitlich begrenzten Dauerfestigkeit liegt bei ca.  $46,27 \pm 3,77$  N. Der Verlauf folgt einer Exponentialkurve. Die Bruchorte wurden farblich markiert. Brüche an der Basis ereignen sich vor allem bei hohen Kräften oder höheren Zyklenzahlen.

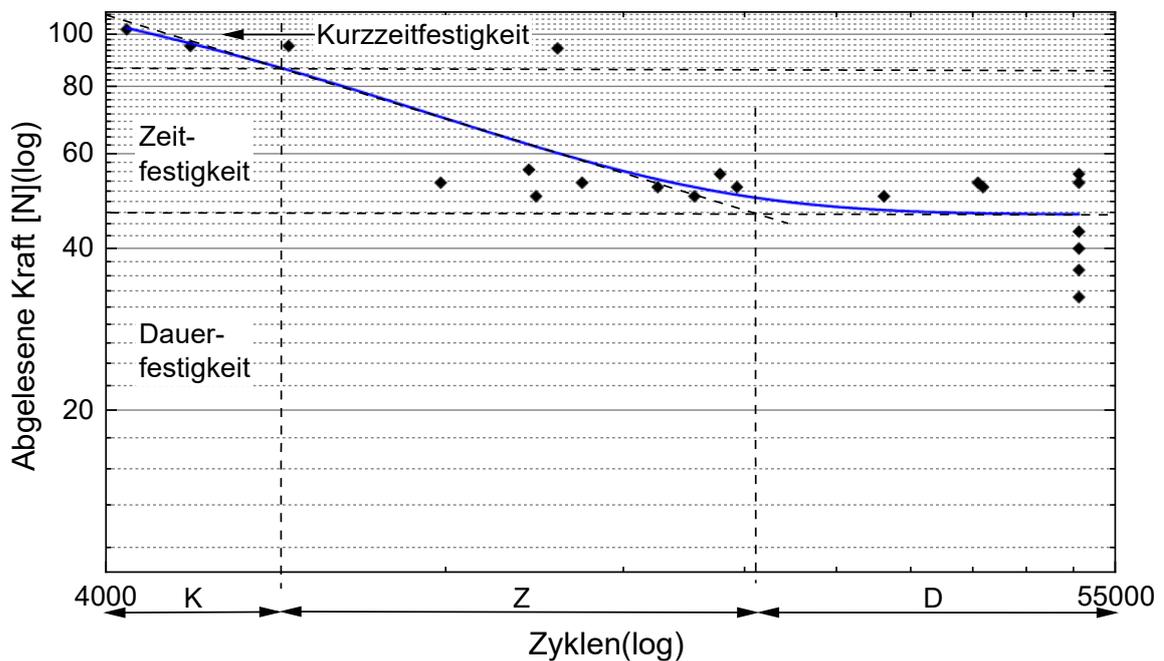


Abbildung 48: Einteilung der doppeltlogarithmisch aufgetragenen Ergebniskurve angelehnt an die Auswertung von Wöhlerkurven. Der Übergang zur asymptotisch auslaufenden Teil der Kurve beschreibt die (zeitlich begrenzte) Dauerfestigkeit „D“. Die Zeifestigkeit „Z“ wird durch den linearen Verlauf der Kurve beschrieben. Bei geringen Zyklenzahlen und hohen Kräften befindet sich der Bereich der Kurzzeitfestigkeit „K“.

In Tabelle 11 sind die Orte der Bruchlokalisierung angegeben; diese sind in Abbildung 47 ebenfalls farblich markiert. Der Ort des Bruches scheint vor allem bei höheren Belastungen über

$F=90\text{ N}$  oder bei höherer Zyklenzahl ( $N=30.000-40.000$ ) vornehmlich an der Basis des Brackets zu liegen. Bei einer hohen Belastung werden jedoch nur niedrige Zyklenzahlen ( $N<10.000$ ) erreicht, wohingegen die hohen Zyklenzahlen nur bei niedrigeren Belastungen möglich sind. In dem Bereich zwischen  $10.000$  und  $20.000$  Zyklen und einer mittleren Kraft von ca.  $55\text{ N}$  brechen vor allem die Flügel der Brackets. Runouts, das heißt kein Bruch bis zu einer festgelegten Zyklenzahl, treten ab einer mittleren Kraft von  $F\approx 46\text{ N}$  auf.

## 4.2 FE-Analyse der mechanischen Kraftübertragung zwischen Bracket und Bogen

Die errechnete Geometrie (Revisionsstand 23) wird mittels FEA auf Ihre mechanische Eignung zur Übertragung von Kräften und Momenten rechnerisch analysiert. Parallel zur Änderung der Bracket-Geometrie wurde auch der V-Bogen angepasst., Die folgenden Analysen wurden daher mit der zu dem Zeitpunkt aktuellen Bogengeometrie „Revision 5“ durchgeführt.

### 4.2.1 Analyse des mechanischen Spiels

Zunächst wurde das Verhalten des Brackets bei Auftreten einer Torsion des Bogens im Slot mittels FEM simuliert. Innerhalb der Simulationen wurden ein Bracket mit V-Slot mit einem V-Bogen, sowie zum Vergleich ein Zwilling Bracket mit rechteckigem Slot in Kombination mit rechteckigen Bögen unterschiedlicher Abmessungen untersucht.

#### 4.2.1.1 Drehung des V-Bogens im V-Slot

Um die Abhängigkeit des Torsionsmoments von der Länge des verformten Körpers zu ermitteln, wurde im Vorfeld der folgenden Versuche eine kurze FE-Analyse durchgeführt (Tabelle 12). Diese fand an einem vereinfachten Modell statt, bei dem der Bogen an einer Seite fixiert und an der gegenüberliegenden Seite verdreht wurde.

Tabelle 12: Abhängigkeit des resultierenden Moments von der Länge des tordierten Körpers bei Untersuchung eines V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen. Es wurde eine Torsion um  $30^\circ$  als externe Verschiebung aufgebracht.

<b>Abstand [mm]</b>	1	2	3	10
<b>Moment [Nmm]</b>	14,775	11,678	10,611	9,0382

Es zeigte sich, dass das resultierende Drehmoment am fixierten Ende mit zunehmender Länge des tordierten Körpers erwartungsgemäß sinkt. Des Weiteren ist die Differenz der Drehmomente zwischen 1 mm und 2 mm größer als die zwischen 3 mm und 10 mm.

Nach der Analyse des vereinfachten Modells wurden die weiteren Versuche an den im Lauf der Arbeit entwickelten komplexen V-Slot Brackets und V-Bögen durchgeführt. In Tabelle 13 sind

die Ergebnisse für eine freie Weglänge von 3mm aufgeführt, wobei drei unterschiedliche Werkstoffeigenschaftsprofile untersucht wurden. Die Ergebnisse sind dabei nach verwendetem Material (M1 bis M3) und der Torsion der Bogenenden aufgeteilt. Außerdem sind die Kräfte am okklusalen und gingivalen Flügel berechnet worden, sowie die Momente direkt an der Basis und in einem Abstand von  $d = -0,3$  mm unterhalb des Bracket-Slots.

Tabelle 13: Errechnete Kräfte am okklusalen bzw. gingivalen Flügel des V-Brackets in Kombination mit einem V-förmigen Bogen, sowie resultierende Momente an der Basis und 0,3 mm unterhalb des Slots in Abhängigkeit vom Torsionswinkel und des Materials bei einer freien Weglänge von 3 mm.

Material	Drehwinkel [°]	Kraft an Flügeln [N]		Moment [Nmm]	
		Okklusal	Gingival	Basis	Slot -0,3 mm
NiTi M1	5	2,05	2,05	0,91	0,91
	10	13,30	13,30	5,52	5,52
	15	18,40	18,40	6,88	6,88
	20	18,36	18,37	6,89	6,89
NiTi M2	5	2,05	2,05	0,91	0,91
	10	13,29	13,30	5,51	5,51
	15	18,38	18,39	6,88	6,87
	20	18,35	18,35	6,88	6,88
NiTi M3	5	2,05	2,05	0,91	0,91
	10	13,28	13,28	5,51	5,51
	15	18,39	18,39	6,84	6,85
	20	18,40	18,40	6,88	6,88

Es ist gut zu erkennen, dass bereits einem Torsionswinkel von  $5^\circ$  Kräfte und Momente erzeugt wurden. Weiterhin stiegen die auftretenden Kräfte und Momente mit zunehmendem Torsionswinkel unabhängig vom verwendeten Materialmodell ( $F=2,05$  N). Daraus errechneten sich Momente von  $M=0,91$  Nmm. Den höchsten Kraftwert am okklusalen Flügel bei einer Torsion von  $20^\circ$  wies der Bogen aus dem Material NiTi M3 mit  $F=18,40$  N auf, wobei der Unterschied zu den anderen Materialmodellen gering ausfiel. Die entsprechenden Momente unterhalb des Slots verhielten sich aufgrund der direkten Proportionalität über den Zusammenhang  $M=F \cdot a$  analog. Auffällig ist, dass die Erhöhung der Winkel keine gleichmäßige Erhöhung der Kräfte und Momente hervorrief. So erhöhten sich die Kraftwerte zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  um mehr als  $10$  N, dagegen zwischen  $10^\circ$  und  $15^\circ$  nur um ca.  $\Delta F \approx 5$  N. Innerhalb des nächsten Intervalls war die Erhöhung der Kraftwerte kleiner als  $1$  N. Für die Momente galt eine Erhöhung von  $\Delta M \approx 4-5$  Nmm zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  Torsion und wiederum weniger als  $\Delta M \approx 0,5$  Nmm zwischen  $10^\circ$  und  $15^\circ$ .

Die Ergebnisse der Simulationen mit einer höheren freien Weglänge von 8mm sind in Tabelle 14 aufgeführt. Die anfänglichen Werte bei einer Verdrehung von  $5^\circ$  lagen niedriger als bei der kleineren freien Weglänge. Die höchste Kraft am okklusalen Flügel wies das Material NiTi M2 mit  $F=1,89$  N auf. In gleicher Weise verhielten sich die resultierenden Momente. Das höchste

Moment unterhalb des Slots bei einer Torsion von  $5^\circ$  ergab sich bei NiTi M2 mit  $M=0,75 \text{ Nmm}$ , wohingegen NiTi M3 nur  $M=0,56 \text{ Nmm}$  lieferte.

Tabelle 14: Kräfte am okklusalen und gingivalen Flügel, sowie resultierende Momente an der Basis und 0,3 mm unterhalb des Slots in Abhängigkeit der Verdrehung und des Materials bei einer freien Weglänge von 8 mm.

Material	Drehwinkel [°]	Kraft an Flügeln [N]		Moment [Nmm]	
		Okklusal	Gingival	Basis	Slot -0,3 mm
NiTi M1	5	1,29	1,29	0,58	0,58
	10	8,02	8,02	3,46	3,46
	15	15,19	15,19	6,24	6,24
	20	18,43	18,43	7,10	7,10
NiTi M2	5	1,89	1,89	0,75	0,75
	10	13,62	13,62	4,96	4,96
	15	17,13	17,13	5,71	5,71
	20	17,24	17,24	5,74	5,74
NiTi M3	5	1,25	1,25	0,56	0,56
	10	7,93	7,93	3,41	3,41
	15	15,12	15,12	6,20	6,20
	20	18,18	18,19	7,06	7,06

Wiederum zeigten die Ergebnisse für den größten Torsionswinkel von  $20^\circ$  die höchsten resultierenden Kräfte und Drehmomente. So errechnete sich für das Material NiTi M1 eine Kraft auf den okklusalen Flügel von  $F=18,43 \text{ N}$  bis hin zu  $F=17,24 \text{ N}$  für NiTi M2. Gleichermaßen erhielt man bei der höchsten Torsion die höchsten resultierenden Drehmomente unterhalb des Slots. Das höchste Drehmoment ergab sich NiTi M1 mit  $M=7,10 \text{ Nmm}$ , dann NiTi M3 mit  $M=7,06 \text{ Nmm}$  und schließlich NiTi M2 mit  $M=5,74 \text{ Nmm}$ .

Es war gut zu erkennen, dass auch bei einer höheren freien Weglänge schon geringe Torsionswinkel des Bogens im Slot von  $5^\circ$  ein Moment hervorrufen.

Des Weiteren stiegen hier die Kräfte und Momente zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  Torsion um  $\Delta F \approx 7 \text{ N}$  bzw.  $\Delta M \approx 3-4 \text{ Nmm}$  an. Zwischen  $10^\circ$  und  $15^\circ$  Torsion ergaben sich mit  $\Delta F \approx 7 \text{ N}$  bzw.  $\Delta M \approx 3-4 \text{ Nmm}$  ähnliche Werte. Bei dem Sprung zwischen  $15^\circ$  und  $20^\circ$  Torsion verringerten sich die Differenzen auf  $\Delta F \approx 3 \text{ N}$  bzw.  $\Delta M \approx 1 \text{ Nmm}$ .

Zuletzt wurde eine FEA mit einer freien Weglänge des Bogens von 13mm durchgeführt. Die Ergebnisse aus den Berechnungen sind in Tabelle 15 aufgeführt. Hier waren nochmals geringere Kräfte und Drehmomente bei der geringsten Torsion von  $5^\circ$  zu erkennen.

Tabelle 15: Kräfte am okklusalen und gingivalen Flügel, sowie resultierende Momente an der Basis und 0,3 mm unterhalb des Slots in Abhängigkeit von Torsion und Material bei einer freien Länge von 13 mm.

Material	Torsion [°]	Kraft an Flügeln [N]		Moment [Nmm]	
		Okklusal	Gingival	Basis	Slot -0,3 mm
NiTi M1	5	0,99	0,99	0,45	0,45
	10	5,69	5,69	2,47	2,47
	15	11,05	11,05	4,68	4,68
	20	16,30	16,30	6,60	6,60
NiTi M2	5	1,00	1,00	0,45	0,45
	10	5,70	5,70	2,47	2,47
	15	11,06	11,05	4,68	4,68
	20	16,33	16,33	6,61	6,61
NiTi M3	5	1,00	1,00	0,45	0,45
	10	5,70	5,70	2,47	2,47
	15	11,06	11,06	4,68	4,68
	20	16,35	16,35	6,62	6,62

Diese waren praktisch identisch für alle drei untersuchten Materialmodelle ( $F \approx 1\text{ N}$ ). Die korrespondierenden Drehmomente unterhalb des Slots lagen für alle Materialien bei  $M=0,45\text{ Nmm}$ . Die stärkste Torsion von  $20^\circ$  rief wiederum die höchsten Kräfte und Momente hervor. Diese lagen praktisch auf gleichem Niveau und beliefen sich auf ca.  $F=16,35\text{ N}$  für NiTi M3,  $F=16,33\text{ N}$  für NiTi M2 und  $F=16,30\text{ N}$  für NiTi M1.

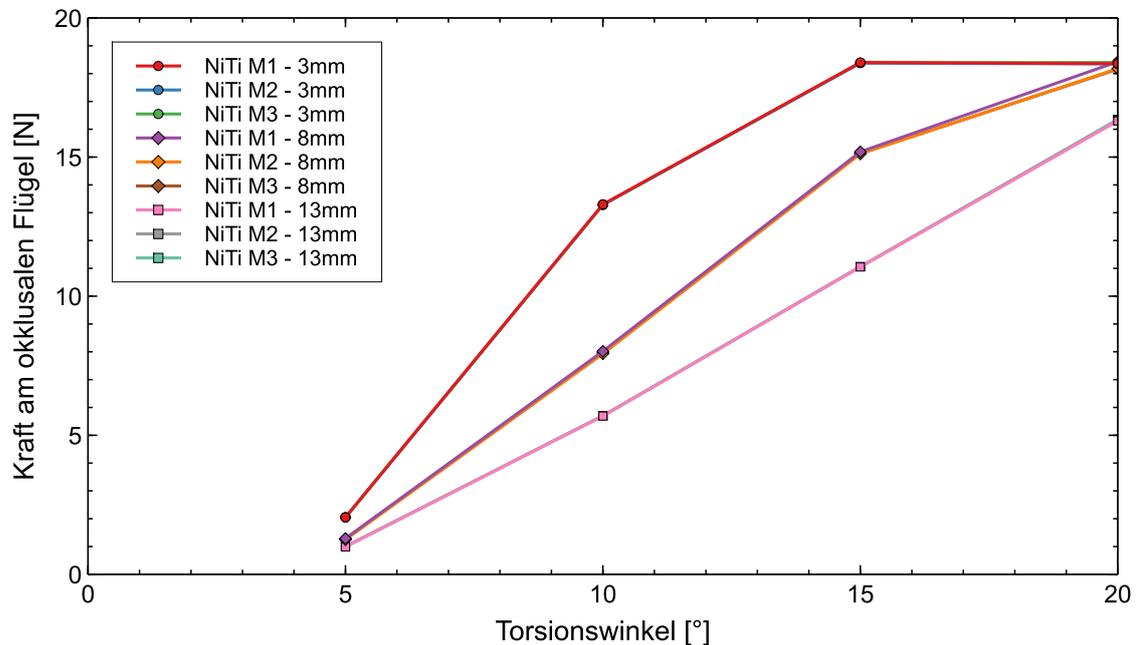


Abbildung 49: Darstellung der Ergebnisse der FEA für die Kraftentwicklung am okklusalen Flügel. Die Gruppen der freien Weglängen (Quadrat=13 mm; Rauten=8 mm; Kreise=3 mm) teilen sich deutlich von niedrigen zu hohen Kräften auf, indirekt proportional zur freien Weglänge. Ebenso teilten sich die Resultate nach den drei verschiedenen Materialien auf. Die Kräfte steigen mit größer werdendem Torsionswinkel an und nähern sich bei einer Torsion von ca.  $20^\circ$  einer Grenze an.

Als Drehmomente ergaben sich unterhalb des Slotbodens ebenfalls sehr ähnliche Werte von  $M=6,62 \text{ Nmm}$  für NiTi M3 bis hin zu  $M=6,60 \text{ Nmm}$  für NiTi M1. Die Änderungen in den resultierenden Drehmomenten bzw. Kräften betragen für das Intervall zwischen  $5^\circ$  und  $10^\circ$  Torsion  $\Delta M \approx 2-3,5 \text{ Nmm}$  und  $\Delta F \approx 5-10 \text{ N}$ . Bei einer Erhöhung der Torsion von  $10^\circ$  auf  $15^\circ$  ergaben sich Differenzen von  $\Delta F \approx 5$  und  $\Delta M \approx 1-2 \text{ Nmm}$ . In Abbildung 49 sind die Ergebnisse der Simulationen der Torsion des V-Bogens in Kombination mit dem V-Slot Bracket nochmals zusammengefasst aufgetragen.

Man kann deutlich die Unterschiede zwischen den Gruppen mit einer freien Weglänge von 3 mm (Kreise), 8 mm (Rauten) und 13 mm (Quadrate) erkennen. Dabei liegen die Punkte des Bogens mit der größten freien Weglänge von 13 mm am niedrigsten, anschließend folgen 8 mm und 3 mm, das die höchsten Kräfte zu erzeugen in der Lage war. Im Bereich der Torsion um  $20^\circ$  schien eine Grenze zur Erzeugung von Kräften an den Flügeln erreicht zu sein, da hier die angedeuteten Verläufe wesentlich abflachen.

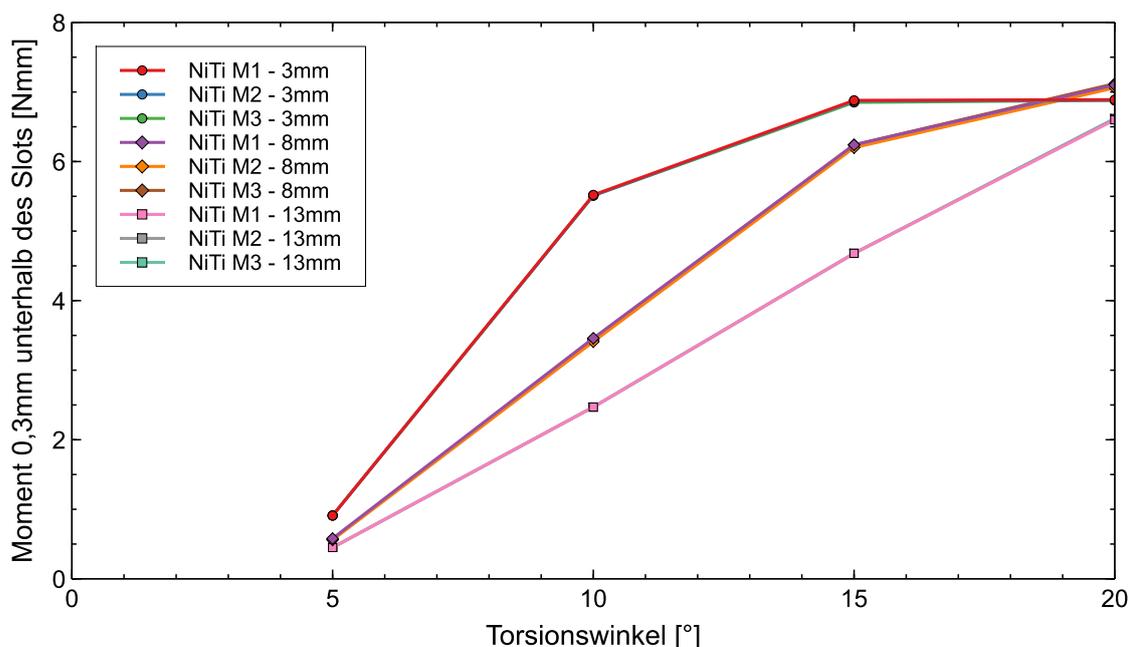


Abbildung 50: Ergebnisse der Finite Elemente Analyse für die Momententwicklung 0,3 mm unterhalb des Slot-Bodens, was ungefähr der Zahnoberfläche entspricht (I/O-Wert des Brackets). Es zeigten sich Unterschiede zwischen den drei verschiedenen NiTi Materialien M1-M3. Die Gruppen der freien Weglängen (Quadrate=13 mm; Rauten=8 mm; Kreise=3 mm) teilen sich deutlich von niedrigen zu hohen Momenten auf, indirekt proportional zur freien Weglänge. Die Momente steigen mit größer werdendem Torsionswinkel an, bis sie sich um eine Torsion von  $20^\circ$  herum einer Grenze annähern.

In Abbildung 50 sind alle Ergebnisse der resultierenden Momente unterhalb des Slot-Bodens aus den Simulationen enthalten. Aufgrund der direkten Proportionalität zwischen Kräften und Momenten sind hier qualitativ keine abweichenden Ergebnisse zu erwarten. Auch bei den erzeugten Momenten ist zu erkennen, dass die Bögen mit der geringsten freien Weglänge über einen großen Bereich der Torsion die höchsten resultierenden Momente hervorriefen. Darunter

folgen in absteigender Reihenfolge die Bögen mit den freien Weglängen von 8 mm und zuletzt von 13 mm.

Die Bögen aus NiTi unterschieden sich hinsichtlich der erzeugten Momente nicht voneinander. Eine Abnahme der Steigung fand sich bei allen NiTi Bögen erst ab  $20^\circ$ .

#### 4.2.1.2 Torsion eines Rechteck-Bogens im Rechteck-Slot

Die Simulationen der Torsion der rechteckigen Bögen mit den Dimensionen  $0,018'' \times 0,025''$  und  $0,019'' \times 0,025''$  in einem rechteckigen Slot und einer freien Weglänge von 13mm ergaben die in Tabelle 16 aufgeführten Ergebnisse. Wie aus Kapitel 1.3.2 bekannt liegt das Spiel für einen Bogen der Abmessung  $0,018'' \times 0,025''$  bei  $\gamma \approx 15,23^\circ$  und für einen Bogen der Abmessung  $0,019'' \times 0,025''$  bei  $\gamma \approx 11,18^\circ$ . Daher wurde auf eine Simulation von Torsion unterhalb dieser Winkel verzichtet. Die Torsion eines  $0,018'' \times 0,025''$  Bogens um  $15^\circ$  ergab in der Simulation tatsächlich vernachlässigbar kleine Kraft und Momentwerte.

Wie bereits bei den V-Bögen beobachtet steigen auch hier die resultierenden Momente und Kräfte mit der Erhöhung der Torsion an.

Tabelle 16: Ergebnisse der FE-Simulationen zur Torsion von Rechteckbögen in rechteckigen Slots unterteilt nach Bogendimension und Torsion des Bogens. Als Ergebnisse sind die Kräfte an den Flügeln, sowie die resultierenden Momente an der Basis und 0,3 mm unterhalb des Slots aufgeführt.

Dimension Draht [inch]	Torsion [°]	Kraft an Flügeln [N]		Moment [Nmm]	
		Okklusal	Gingival	Basis	Slot -0,3 mm
0,018" x 0,025"	15	5,88E-06	4,03E-06	1,62E-03	1,62E-03
	20	20,03	20,04	8,29	8,29
	25	29,79	27,79	12,28	12,28
0,019" x 0,025"	15	16,30	16,30	7,10	7,10
	20	30,50	30,50	13,23	13,23
	25	32,46	32,46	14,06	14,06

#### 4.2.2 Gleitwiderstand

Als wichtiger Bestandteil des Gleitwiderstandes wurde der Effekt des Bindings von V-Bögen in den V-Slot Brackets sowie von rechteckigen Bögen in Zwilling-Brackets simuliert, analysiert und verglichen. Dabei wurden die Bögen mesial-distal jeweils entgegengesetzt ausgelenkt. Da der Bogen dabei diagonal im Slot liegt kann man die Kräfte, die an den Kanten vom Bogen berührt werden, als Binding Kräfte  $F_{Bi}$  annehmen. Des Weiteren kann durch eine potenzielle Auslenkung der Flügel der kritische Kontaktwinkel beeinflusst werden.

#### 4.2.2.1 Auslenkung des V-Bogens im V-Slot

Äquivalent zu den FE-Simulationen der Drehungen in Kapitel 4.2.1 wurden auch für die Auslenkungen drei NiTi Legierungen mit unterschiedlichen Eigenschaften (M1, M2, M3) simuliert. Dabei wurden wiederum verschiedene freie Weglängen des Bogens berücksichtigt. Die an den Kanten der Bracket-Flügel berechneten Kräfte, sowie die Änderung des kritischen Winkels, nach Gleichung (12), sind für eine freie Weglänge von 8 mm in Tabelle 17 aufgeführt. Dabei sind die Ergebnisse nach verwendetem Materialmodell M1 bis M3 und der Auslenkung der Bogenenden strukturiert. Außerdem sind die Kräfte an der distalen Kante (+z) des okklusalen Flügels und an der mesialen (-z) Kante des gingivalen Flügels aufgezählt, ebenso wie die Änderung des kritischen Winkels  $\theta_c$  durch die Verformung der Flügel aufgrund der Auslenkung der Bogenenden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Binding-Kräfte an den Flügelkanten mit zunehmender Auslenkung auch steigen.

Zuletzt kann man festhalten, dass die NiTi Legierung M1 mit  $F_{Bi,o}=2,99\text{ N}$  bei einer Auslenkung von  $a=+2,0\text{ mm}$  die höchsten Kräfte aufwies.

Tabelle 17: Kräfte an der distalen (+z) Kante des okklusalen Flügels und der mesialen (-z) Kante des gingivalen Flügels, sowie die Änderung des kritischen Winkels aufgrund der Flügelverformung durch die Auslenkung des Bogens. Die Simulationen wurden für eine freie Weglänge von 8 mm durchgeführt.

Material	Auslenkung [mm]	Kraft an Flügelkanten [N]		Änderung $\theta_c$ [°]
		Okklusal (+z)	Gingival (-z)	
NiTi M1	+0,5 / -0,5	1,15	1,21	0,81
	+1,0 / -1,0	2,28	1,89	1,36
	+1,5 / -1,5	2,68	2,24	1,58
	+2,0 / -2,0	2,99	2,54	1,74
NiTi M2	+0,5 / -0,5	1,09	1,20	0,78
	+1,0 / -1,0	2,12	1,83	1,17
	+1,5 / -1,5	2,58	2,21	1,33
	+2,0 / -2,0	2,93	2,53	1,46
NiTi M3	+0,5 / -0,5	1,09	1,22	0,73
	+1,0 / -1,0	1,86	1,76	0,99
	+1,5 / -1,5	2,25	2,17	1,10
	+2,0 / -2,0	2,58	2,52	1,20

Ähnliches gilt auch für die Änderung des kritischen Winkels  $\Delta\theta_c$ , der sich mit steigender Auslenkung erhöhte. Die höchste Änderung erfuhr wiederum die Legierung M1 mit  $\Delta\theta_c=1,74^\circ$  bei  $a=2,0\text{ mm}$  Auslenkung. Bei der kleinsten Auslenkung von  $a=0,5\text{ mm}$  wies NiTi M3 die kleinste Kontaktwinkeländerung von  $\Delta\theta_c=0,73^\circ$  auf.

Äquivalent zu den Ergebnissen für eine freie Weglänge sind in der folgenden Tabelle 18 die an den Kanten der Bracket-Flügel berechneten Kräfte, sowie die Änderung des kritischen Winkels

aufgeführt. Auch hier zeigte sich, dass die Kräfte mit zunehmender Auslenkung anstiegen. Außerdem waren auch bei der größeren freien Weglänge die Kräfte am okklusalen Flügel etwas höher als am gingivalen Flügel.

Tabelle 18: Kräfte an der distalen (+z) Kante des okklusalen Flügels und der mesialen (-z) Kante des gingivalen Flügels, sowie die Änderung des kritischen Winkels aufgrund der Flügelverformung durch die Auslenkung des Bogens. Die Simulationen wurden für eine freie Weglänge von 13 mm durchgeführt.

Material	Auslenkung [mm]	Kraft an Flügelkanten [N]		Änderung $\theta_c$ [°]
		Okklusal (+z)	Gingival (-z)	
NiTi M1	+0,5 / -0,5	0,34	0,38	0,34
	+1,0 / -1,0	0,93	0,95	0,71
	+1,5 / -1,5	1,57	1,39	0,99
	+2,0 / -2,0	1,98	1,66	1,15
NiTi M2	+0,5 / -0,5	0,36	0,38	0,34
	+1,0 / -1,0	0,94	0,91	0,69
	+1,5 / -1,5	1,44	1,28	0,90
	+2,0 / -2,0	1,74	1,50	1,00
NiTi M3	+0,5 / -0,5	0,36	0,38	0,34
	+1,0 / -1,0	0,88	0,86	0,65
	+1,5 / -1,5	1,24	1,16	0,80
	+2,0 / -2,0	1,46	1,34	0,86

Die höchste Kraft am okklusalen Flügel wies im Vergleich die Legierung M1 mit  $F_{Bi,o}=1,98\text{ N}$  auf bei einer Auslenkung von  $a=2,0\text{ mm}$  auf. Die Änderung des kritischen Winkels verhielt sich ähnlich. Der höchste Wert wurde für die Legierung M1 mit  $\Delta\theta_c=1,15^\circ$  bei einer Auslenkung von  $a=2,0\text{ mm}$  berechnet. Für die kleinste Auslenkung von  $a=0,5\text{ mm}$  waren die Kontaktwinkeländerungen mit  $\Delta\theta_c=0,34^\circ$  für alle drei Legierungen auf gleichem Niveau.

Abbildung 51 zeigt die Resultate der FE-Simulation des Friktionsverhaltens bei Auslenkung des V-Bogens im V-Slot Bracket. Die Werte der erzeugten Kräfte steigen kontinuierlich an; ab einer Auslenkung von  $a=1\text{ mm}$  allerdings mit einer geringeren Steigung. Des Weiteren sind die Unterschiede zwischen den Gruppen mit einer freien Weglänge  $8\text{ mm}$  (Rauten) und  $13\text{ mm}$  (Quadrate) deutlich zu erkennen. Die Werte der Ergebnisse lagen für die Bögen mit der größten freien Weglänge von  $13\text{ mm}$  am niedrigsten, anschließend folgten die Bögen mit  $8\text{ mm}$ , die in der Lage waren höhere Kräfte zu erzeugen. Bis zu einer Auslenkung von  $a=1,0\text{ mm}$  unterschieden sich die Kräfte an der Kante des okklusalen Flügels bei einer freien Weglänge von  $13\text{ mm}$  kaum voneinander. Erst über dieser Auslenkung teilten sich die Verläufe der Kraft auf, so dass M1 die höchste Kraft erzeugte.

Ergänzend zu den Ergebnissen der Kräfteerzeugung zeigt Abbildung 52 die Änderung des kritischen Kontaktwinkels bei einer Auslenkung der Bögen. Bei einer großen freien Weglänge stiegen die berechneten Werte beinahe linear an. Ab ca.  $a=1,5\text{ mm}$  ist jedoch ein leichtes Abflachen der Kurven zu erkennen.

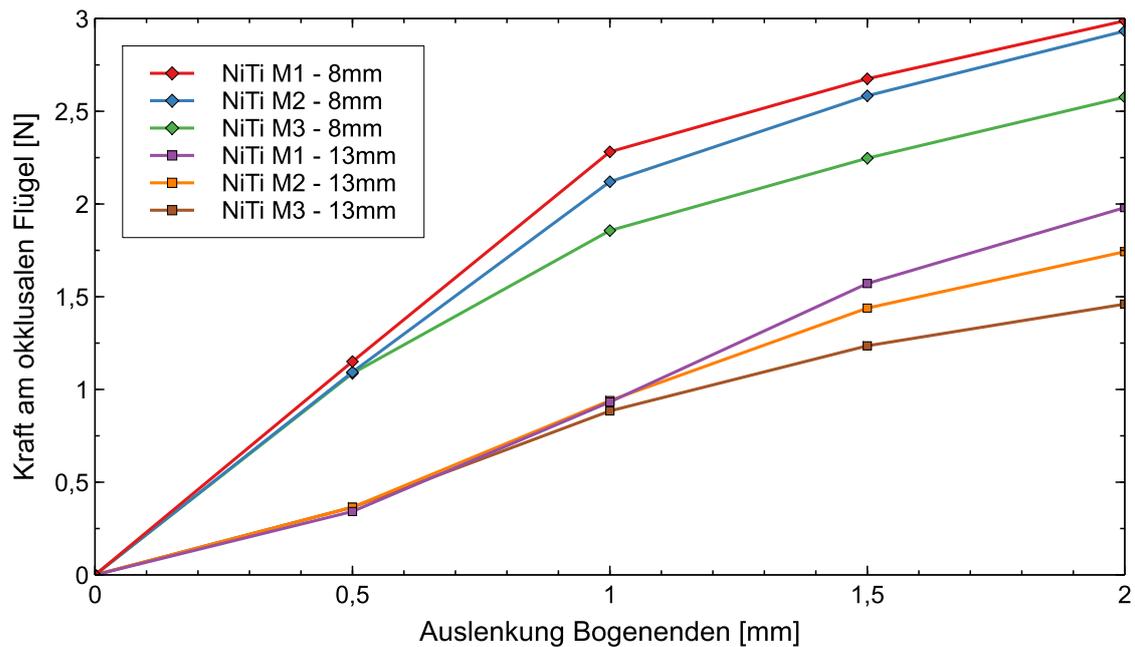


Abbildung 51: Ergebnisse für die Kraftentwicklung am okklusalen Flügel bei der Bogenauslenkung. Die Resultate für die freien Weglängen (Quadrat=13 mm; Rauten=8 mm) unterscheiden sich deutlich voneinander, indirekt proportional zur freien Weglänge. Die NiTi Materialien (M1-M3) zeigten Unterschiede: mit größer werdenden Auslenkung stiegen die berechneten Kräfte an, wobei dieser Anstieg ab ca. 1 mm Auslenkung geringer wurde.

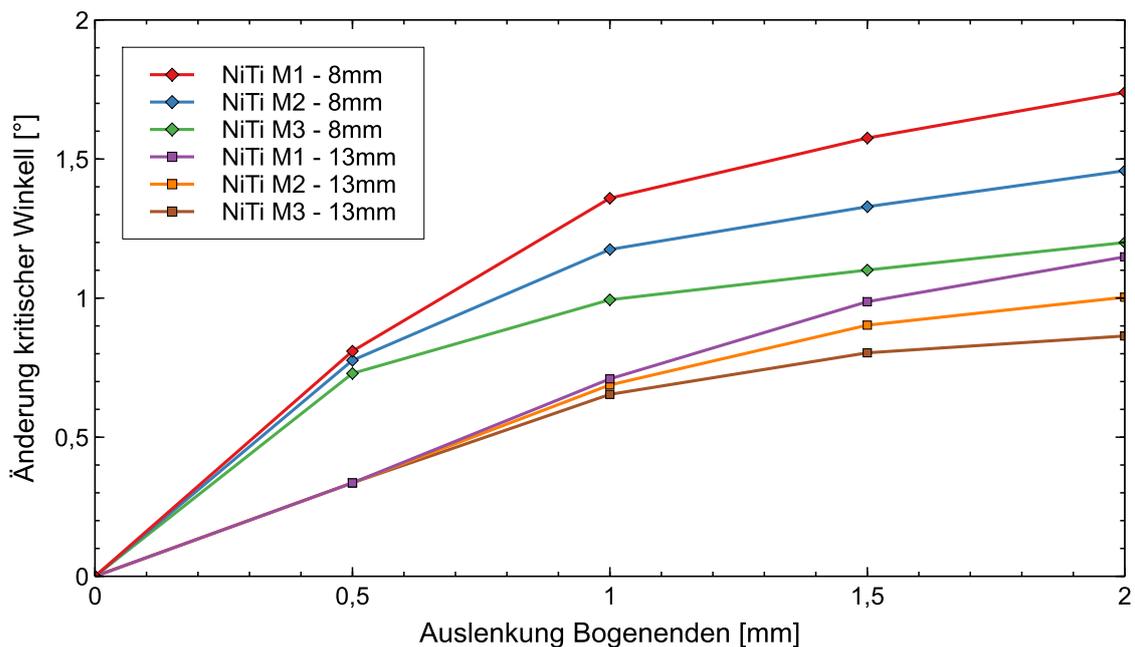


Abbildung 52: Ergebnisse für die Änderung des kritischen Kontaktwinkels bei der Bogenauslenkung. Die gezeigten Winkeländerungen teilen sich auf nach der jeweiligen freien Weglänge (Quadrat=13 mm; Rauten=8 mm) und nach den NiTi Materialien (M1-M3). Mit größer werdenden Auslenkung steigt die Änderung des kritischen Winkels, scheint sich jedoch ab ca. 1 mm Auslenkung einem Grenzwert anzunähern. Die Ergebnisse für die freien Weglängen unterscheiden sich etwas voneinander, überschneiden sich jedoch bei größerer Auslenkung zum Teil.

Dieses Abflachen der Kurven ist auch für eine freie Weglänge von 8 mm erkennbar. Hier beginnt es aber schon bei einer Auslenkung von  $a=0,5$  mm. Näherte man sich bei dieser freien

Weglänge größeren Auslenkungen der Bogenenden an, so schien allmählich ein Grenzwert der Änderung des kritischen Kontaktwinkels erreicht zu werden.

Von der Simulation eines Bogens mit einer freien Weglänge von  $a=3,0 \text{ mm}$  wurde in dieser Arbeit abgesehen. Durch die großen Verzerrungen an den Bogen-Enden, die durch die Auslenkungen hervorgerufen wurden, konnte keine Konvergenz der Simulationen erreicht werden.

#### 4.2.2.2 Auslenkung rechteckiger Bögen im rechteckigen Slot

Nach der FE-Analyse der Bindingkräfte  $F_{Bi}$  und der Kontaktwinkeländerung der V-Bögen in den V-Slot Brackets wurden zum Vergleich rechteckige Bögen in einem rechteckigen Slot simuliert. Dabei wurden zwei verschiedene Dimensionen der Bögen  $0,018'' \times 0,025''$  und  $0,019'' \times 0,025''$  und einer freien Weglänge von 13 mm, sowie ein Zwillingbracket mit  $0,022''$  Slot verwendet. In untenstehender Tabelle 19 sind die Ergebnisse dieser Simulationen zusammengefasst. Wie auch beim V-Slot System stieg die Kraft an den Flügelkanten mit zunehmender Auslenkung an. Jedoch verringerte sich der Zugewinn an Kraft pro Auslenkungsschritt, je höher die gesamte Auslenkung wurde. Ebenso ist zu erkennen, dass die maximale Kraft  $F_{Bi}$  bei einem  $0,019'' \times 0,025''$  Bogen mit  $F_{Bi}=4,06 \text{ N}$  höher war als bei einem  $0,018'' \times 0,025''$  Bogen mit  $F_{Bi}=3,89 \text{ N}$  bei  $a=2,0 \text{ mm}$  Auslenkung.

Tabelle 19: Kräfte an der distalen (+z) Kante des okklusalen Flügels und der mesialen (-z) Kante des gingivalen Flügels, sowie die Änderung des kritischen Winkels aufgrund der Flügelverformung durch die Auslenkung des Bogens. Die Simulationen wurden für eine freie Weglänge von 13 mm durchgeführt.

Dimension Draht [inch]	Auslenkung [mm]	Kraft an Flügelkanten [N]		Änderung $\theta_c$ [°]
		Okklusal (+z)	Gingival (-z)	
0,018" x 0,025"	+0,5 / -0,5	1,40	0,48	0,51
	+1,0 / -1,0	3,42	1,18	0,57
	+1,5 / -1,5	3,70	1,38	0,58
	+2,0 / -2,0	3,89	1,56	0,58
0,019" x 0,025"	+0,5 / -0,5	2,39	0,73	0,42
	+1,0 / -1,0	3,67	1,24	0,46
	+1,5 / -1,5	3,86	1,45	0,47
	+2,0 / -2,0	4,06	1,66	0,48

Bereits bei kleinen Auslenkungen von  $a=0,5 \text{ mm}$  ergaben sich Kräfte von  $F_{Bi}=1,40 \text{ N}$  bei dem  $0,018'' \times 0,025''$  Bogen, sowie  $F_{Bi}=2,39 \text{ N}$  bei dem simulierten  $0,019'' \times 0,025''$  Bogen. Bezüglich der Änderung des kritischen Winkels wurde sichtbar, dass sich dieser bei höherer Auslenkung kaum vergrößerte. Die anfängliche Änderung betrug  $\Delta\theta_c=0,51^\circ$  im Minimum und  $\Delta\theta_c=0,58^\circ$  im Maximum für den  $0,018'' \times 0,025''$  Bogen. Bei dem größeren  $0,019'' \times 0,025''$  Bogen ergaben sich  $\Delta\theta_c=0,42^\circ$  im Minimum und  $\Delta\theta_c=0,48^\circ$  im Maximum. Auch hier wurden

die Simulationen auf eine freie Weglänge des Bogens von *13 mm* beschränkt. Mit den Ergebnissen sollten die Ergebnisse des V-Bracket-Systems verglichen und in die aus der Literatur bekannten Werte eingeordnet werden können.

## **5. Diskussion**

Die in der Kieferorthopädie verwendeten Brackets sollen in der Lage sein, Kräfte und Momente präzise und zuverlässig über den gesamten Zeitraum einer Behandlung auf den Zahn zu übertragen. Diese Anforderung kann nur erfüllt werden, wenn die Brackets als zentrale Behandlungsmittel über den Behandlungszeitraum intakt bleiben. Des Weiteren ist bei dem in dieser Arbeit untersuchten innovativen Bracket zu gewährleisten, dass die biomechanische Kraft- und Momentübertragung effizient und zumindest vergleichbar oder besser ist als bei konventionellen kieferorthopädischen Brackets.

### **5.1 Lebensdauerevaluierung der Bracket-Prototypen**

#### **5.1.1 Kieferorthopädischer Kausimulator**

Die mechanische Haltbarkeit von Brackets über den gesamten Behandlungszeitraum ist essenziell für eine therapeutisch effektive und wirtschaftlich effiziente Behandlung. Treten hingegen Brüche auf, so kann das Bracket seine Funktion nicht mehr erfüllen. Des Weiteren können defekte Brackets Schmerzen durch Verletzungen der Schleimhaut verursachen. Sie müssen ersetzt werden und führen somit zu zusätzlichen Praxisbesuchen der Patienten. Bisher im Markt verfügbare Brackets waren offenbar stets „überdimensioniert“, da sie keine flexiblen Flügel aufwiesen. Damit waren Ermüdungsbrüche an Brackets nicht zu beobachten und wurden auch bisher in der Literatur nicht thematisiert. Die Notwendigkeit einer Betrachtung der Ermüdungseigenschaften von Brackets ergab sich erst mit Einführung aktiver Bracket-Flügel, die durch Mastikation elastisch verformt werden können und dabei die Reibungskräfte zwischen Bogen und Bracket abbauen können. Die Belastungsszenarien, die im Mund auftreten und unter Umständen Defekte am Bracket verursachen, sind vor allem wiederholte Belastungen sowie einzelne Spitzenlasten bei der Mastikation. Bei kieferorthopädischen Brackets wird diesen Belastungen bisher mit im Verhältnis überdimensionierten mechanischen Festigkeiten entgegengetreten. Diese Überdimensionierung ist sowohl bedingt durch die Auswahl der Materialien, wie z.B. Edelstähle oder Keramiken mit hohem E-Modul, als auch durch ein großes Flächenträgheitsmoment der Bauteile. Das hohe Flächenträgheitsmoment wird im Allgemeinen durch einen

großen Querschnitt im Verhältnis zur Länge der betreffenden Komponenten, wie z.B. den Bracket-Flügeln, erreicht. Zusammengefasst erhöhen diese Maßnahmen die Steifigkeit ( $S=E \cdot I$ ) des Brackets.

Eine hohe Steifigkeit ist vor allem bei den Flügeln der Brackets wünschenswert, da diese im Vergleich zur Basis des Brackets kleiner gestaltet sind und den Slot umschließen. Die dadurch verwendete massive Formgebung der Brackets erlaubt weitestgehend hohe Spitzen- und Dauerbelastungen, ohne ein Versagen erwarten zu müssen. Eine Überprüfung der Lebensdauer kieferorthopädischer Brackets war somit bisher nicht nötig.

Das in dieser Dissertation untersuchte V-Slot-Bracket wurde jedoch mit dem Ziel entwickelt, möglichst geringe Dimensionen und eine hohe Elastizität der drahtführenden Bracket-Flügel (Wichelhaus 2017) aufzuweisen. Die dadurch erforderliche Dimensionierung machte es deshalb notwendig, dieses neue Bracket auf seine Lebensdauer bzw. sein Ermüdungsverhalten hin zu untersuchen. Prüfapparaturen, die zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens bei herkömmlichen Brackets geeignet sind, konnten aus den zuvor genannten Gründen zum Zeitpunkt dieser Arbeit in der kieferorthopädischen Literatur nicht gefunden werden. Es gibt jedoch in benachbarten Disziplinen Kausimulatoren (Kapitel 1.5), die z.B. Restaurationen in der Prothetik auf ihre Dauerfestigkeit hin überprüfen. In dieser Arbeit wurde daher ein entsprechender kieferorthopädischer Kausimulator zur Untersuchung der Dauerfestigkeit von Brackets neu entwickelt. Somit lagen keine unmittelbar verwendbaren Randbedingungen für die Auslegung und den Betrieb des Kausimulators vor. Zentrale Randbedingung der Ermüdungsuntersuchungen war die periodische Belastung der Brackets, da in vivo beim Kauen schwellende Druckbelastungen auftreten. Im Gegensatz zu den Kausimulatoren der Prothetik wurde bei der vorliegenden Entwicklung die mechanische Last über die Positionierung des Umkehrpunkts der Belastungskurve mittels Exzentrerscheibe definiert. Bei den meisten anderen Kausimulatoren wird dagegen eine vorher festgelegte Last, z.B. über zusätzliche Gewichtsstücke oder -scheiben, auf den Prüfkörper aufgebracht (Schönhoff et al. 2019). Dadurch ergeben sich jeweils unterschiedliche Belastungsszenarien bzw. Messarten. Wird die Last konstant gehalten, so handelt es sich um eine kraft- oder spannungsgesteuerte Messung. Bei dem hier gewählten Prinzip der gleichen Auslenkung liegt eine weg- oder dehnungsgesteuerte Messung vor (Abbildung 53). Durch die indirekte Belastung der Brackets aufgrund ihrer Lokalisation an der Bukkalfläche des Zahnes beim Kauen war nicht anzunehmen, dass konstante Kräfte vorliegen. Vielmehr ist eine mehr oder weniger konstante Dehnung, die z.B. durch die Geometrie der Brackets selbst oder die eingebrachten Bögen begrenzt ist. Daher wurde hier eine dehnungskontrollierte Belastungssituation angenommen.

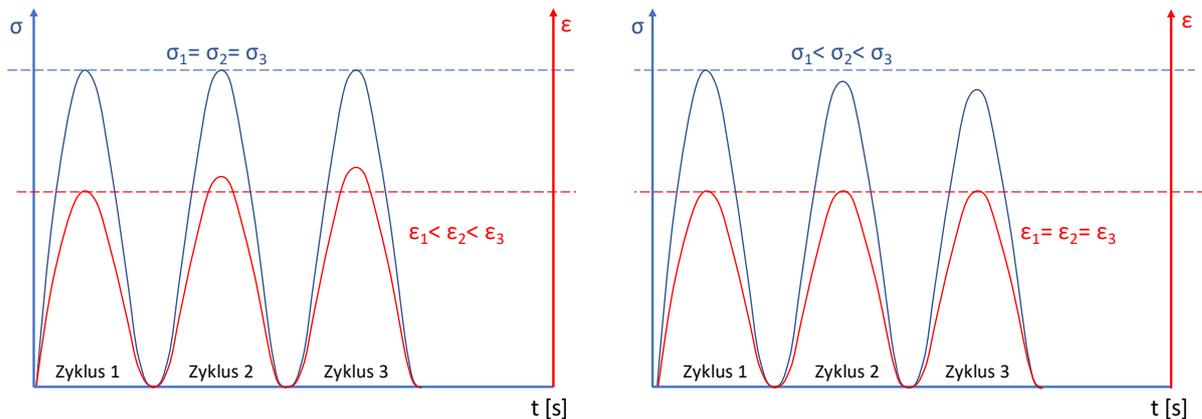


Abbildung 53: Vergleich zwischen spannungs- (links) und dehnungsgesteuerter (rechts) Versuchsführung beim Ermüdungsversuch. Durch die konstante Dehnung (rechte Abbildung) nimmt die applizierte Spannung tendenziell ab, da auftretende plastische Defekte sich in einer Abnahme der Spannung zeigen.

Neben den biomechanischen Gründen für die Annahme einer dehnungsgesteuerten Belastungssituation ist auch das mechanische Verhalten von NiTi, aus dem das V-Slot-Bracket besteht, ein weiterer Grund. Es ist bekannt, dass NiTi Legierungen aufgrund ihrer hohen elastischen Dehnbarkeit hervorragend für einen Einsatz beim Vorliegen dieser Belastungsart geeignet sind (Pelton et al. 2003; Pelton et al. 2009). Ein Beispiel für eine Belastung mit konstanter Dehnung sind superelastische NiTi Stents. Diese werden gleichmäßig beim Herzschlag gedehnt und anschließend entspannt (Alipour et al. 2022; Frenzel 2020). Daher ist bei dem hier entwickelten Kausimulator mit der variablen Höhenfixierung des Umkehrpunkts der Belastung eine dem Material und angenommenen Lastszenario entsprechende Ermittlung der Lebensdauer möglich (Abbildung 54).

Durch die Verwendung einer Exzentrerscheibe mit Pleuelstange war es möglich, eine gleichmäßige, sinusförmige Belastung auf die Brackets aufzubringen, wobei die Relativgeschwindigkeit in der Nähe des Totpunktes des Exzentrers relativ gering und damit der Stempel materialschonend auf den Prüfkörper aufgelegt werden konnte. Dabei wurde die Amplitude der Lastwechsel durch die zuvor erwähnte Höhe des Umkehrpunkts definiert. Sowohl die Dauer als auch der Impuls der Belastung wurden durch die Drehfrequenz der Exzentrerscheibe bzw. des Motors festgelegt. Eine Frequenz, die einen annehmbaren Impuls bei gleichzeitig überschaubarer Versuchszeit ermöglichte, wurde bei ca.  $f=1,2 \text{ Hz}$  gefunden. Die sinusförmige Bewegung ermöglichte es außerdem, dass zwischen den Umkehrpunkten die Geschwindigkeit relativ hoch ist.

Die kreisförmige Geometrie der Scheibe wurde aufgrund ihrer einfachen Herstellung, Handhabung und Einstellbarkeit gewählt. Durch die Anpassung der Exzentergeometrie wäre, gegebenenfalls in künftigen Versionen des Kausimulators, eine weitere Verbesserung des Versuchsab-

laufs und der Versuchsdauer möglich. Dies kann z.B. über eine ellipsoide Form der Schwungscheibe erfolgen (Tschöke und Mollenhauer 2020). Dadurch könnte die Dauer zwischen den Lastwechseln verkürzt und das Absetzen des Stempels auf den Proben impulsoptimiert werden.

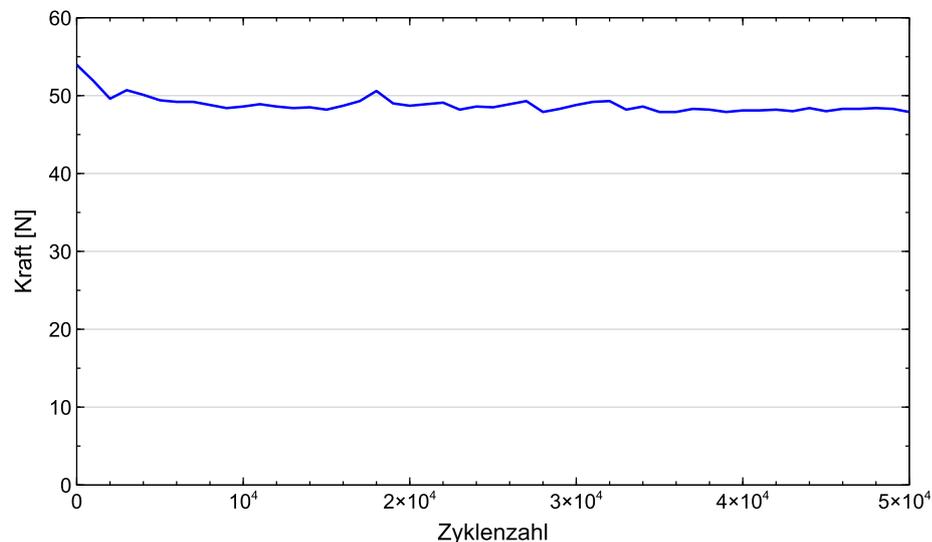


Abbildung 54: Verlauf der im Ermüdungsversuch aufgebrauchten Last über der Anzahl der Zyklen. Es ist erkennbar, dass die Kraft aufgrund eintretender Materialermüdung abnimmt. Die von dem Simulator aufgebrachte Verformung ist hingegen über der Zyklenzahl konstant.

Im Vergleich zur uniaxialen Belastung des entwickelten KFO-Kausimulators ist diese bei Kausimulatoren aus der Prothetik meist multiaxial (Kist et al. 2019; Schönhoff et al. 2019). Jedoch werden Brackets im Gegensatz zu den Kauflächen von Molaren meistens nur indirekt belastet, da die Hauptlast bei der Mastikation von den Inzisalkanten der Schneidezähne bzw. den Kauflächen der Molaren aufgenommen wird. Des Weiteren scheint es möglich, dass die Befestigung am Zahn eine Verringerung der möglichen Freiheitsgrade der Belastung hervorruft, da der Zahn selbst das Bracket im Wesentlichen gegen Querkräfte abschirmt. Daher wurde in der vorliegenden Arbeit näherungsweise von einer uniaxialen Belastung auf die Brackets bzw. Bracket-Flügel ausgegangen, was auch im entwickelten Kausimulator abgebildet wurde.

Für die Auswahl der für die Lebensdaueruntersuchung applizierten Kräfte dienten die Kaukräfte, die auch bei Untersuchungen in der zahnärztlichen Prothetik verwendet werden, als Ausgangspunkt. Diese betragen zwar im Maximum über  $F=1.000\text{ N}$ , der Mittelwert für Erwachsene mit  $F=720\text{ N}$  (Gibbs et al. 2002) bzw. für junge Menschen mit  $F=398\text{ N}$  (Fontijn-Tekamp et al. 2000) liegt jedoch darunter (Kapitel 1.1.3). Da der Kaudruck nur indirekt auf das Bracket wirkt, treten am Bracket vorwiegend deutlich geringere Biege- und Schubbelastungen auf. Zuletzt ist zu beachten, dass durch den eingesetzten Bogen die wirkenden Kräfte auf mehrere Brackets verteilt werden. Somit kann man für ein einzelnes Bracket davon ausgehen, dass

nur ein Bruchteil der Kaukräfte zur Belastung beiträgt, wobei belastbare Literaturwerte aufgrund der zuvor erwähnten Überdimensionierung nicht vorliegen. Aus diesem Grund wurde ein Bereich von  $F=40\text{ N} - 120\text{ N}$  Kraftwirkung auf den okklusalen Flügel. Dieser Bereich entspricht der Belastungsanforderung für ein Bracket, wobei die obere Grenze von untergeordneter Bedeutung und willkürlich gesetzt ist., Die Scherhaftfestigkeiten der Komposite, mit denen Brackets auf der Zahnkrone verklebt werden, liegen zwischen  $5\text{ MPa}$  und  $15\text{ MPa}$  (Rajesh et al. 2015; Sharma et al. 2022), wodurch mit Bracketverlusten durch Überlast bereits deutlich unterhalb von  $120\text{ N}$  zu rechnen ist. Dazu sei erwähnt, dass diese Haftfestigkeitswerte stark vom Design der Bracketbasis, dem verwendeten Material, sowie der Gestaltung des Versuchs abhängen (Rajesh et al. 2015; Wang et al. 2004). Dennoch entsprechen diese Haftfestigkeiten bei einer belasteten Fläche einer Basis von ca.  $10\text{ mm}^2$  Abscherkräften von  $F=50-150\text{ N}$ . Dieser Wertebereich konnte auch in eigenen, von dieser Arbeit unabhängigen, Versuchen bestätigt werden. Brackets über dieser Grenze auf ihre Dauerfestigkeit zu prüfen scheint daher wenig sinnvoll: sollten diese Kräfte beim Kauen auftreten, wird der Komposit schon vor einem eventuellen Bruch der Bracket-Flügel versagen. Damit kann von einer realistischen Wahl der Belastung ausgegangen werden.

Auch bei der Frequenz der Belastung lagen keine bestehenden Daten für die Untersuchung von Brackets vor. Wie bereits geschildert geschah die Auswahl der Frequenz von  $f=1,2\text{ Hz}$  aufgrund mechanischer Überlegungen. Unterstützt wird diese Wahl durch Literaturwerte für das Intervall, in dem sich Kaufrequenzen in vivo bewegen können (van der Bilt 2011). Letztlich bietet diese Frequenz auch einen Kompromiss aus realitätsnaher Belastung und einer annehmbaren Versuchsdauer.

Um aus den in vitro ermittelten Ermüdungszyklen die Lebensdauer in vivo abschätzen zu können müssen die Mundschlusskontakte pro Tag angenähert werden. In der zahnärztlichen Prothetik werden ca. 1.000 Mundschlusskontakte pro Tag angenommen (Daratsianos et al. 2012). Für die Dauerfestigkeit bei Brackets wurde ein Runout von 50.000 Zyklen festgelegt. Dies entspricht bei den oben genannten Mundschlusskontakten ca. 50 Tagen ( $\approx 7$  Wochen) direkter Kaubelastung. Es ist jedoch nicht davon auszugehen, dass der Kauvorgang bei jedem Mundschlusskontakt alle Brackets direkt und gleichzeitig belastet. Das Zermahlen der Nahrung findet weitestgehend auf den Kauflächen der Backenzähne statt, gegebenenfalls können hier aber auch Belastungen der Bracket-Flügel auftreten. Es wurde also angenommen, dass Brackets nicht bei jedem Mundschlusskontakt belastet werden, wodurch man von erheblich weniger Belastungskontakten pro Tag ausgehen kann. Da weiterhin angenommen wurde, dass vor allem dichte und feste Speisen zu einer höheren Belastung der Bracket-Flügel führen, kann man die Anzahl der

kritischen Mundschlusskontakte noch weiter verringern. Diese dürfte bei ca. 90-100 oder weniger pro Tag liegen. Damit entsprächen 50.000 Zyklen einer Lebensdauer von 500-555 Tagen ( $\approx 1,5$  Jahre). Zur genaueren Abschätzung der Anzahl an Lastwechseln, die ein Bracket direkt belasten, wären weiterführende Untersuchungen in vivo direkt am Patienten notwendig.

Im Allgemeinen sind derartige Untersuchungen der Lebensdauer ein wichtiger Bestandteil in der Entwicklung, um die Haltbarkeit eines Bauteils zu evaluieren. Einfache statische Belastungstests können dabei die maximal mögliche Belastung des Werkstücks ermitteln. Jedoch sind sie nicht in der Lage die Lebensdauer des Werkstücks zu beschreiben. Ein Versagen aufgrund zyklischer Belastung tritt meist deutlich unterhalb der maximalen Festigkeitswerte auf. Um die Belastungsgrenze zu ermitteln, bis zu der sich dauerhaft wiederholende Lastwechsel möglich sind, sind also aufwendige Ermüdungsversuche unumgänglich.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass sich mit dem in dieser Arbeit entwickelten Kausimulator die schwellenden Belastungen am Bracket gut darstellen lassen und verlässliche Ergebnisse in Bezug auf die Ermüdungseigenschaften erreicht werden können.

### **5.1.2 Mechanische Beschreibung des V-Slot Brackets**

Für die angestrebte Verbesserung der Dauerfestigkeit wurde unterstützend eine mechanische Beschreibung des Brackets durchgeführt. Dadurch sollte es ermöglicht werden das Verhalten der Brackets bei Belastung, ohne FE-Analysen oder direkte in vitro Untersuchungen, einfach und schnell abzuschätzen. Bei der mechanischen Beschreibung des Ausgangsbrackets (Revisionsstand 15) wurde besonderes Augenmerk auf die Flügel gelegt. Diese sind zum einen im Vergleich zum Bracket-Körper sehr filigran und hohen Belastungen ausgesetzt, zum anderen beinhalten sie jeweils ein mechanisches Festkörpergelenk. Die Festkörpergelenke wurden bei der Konstruktion des V-Slot-Brackets seitens des Herstellers bewusst an den Flügeln integriert, um eine hohe Verformbarkeit der Bracket-Flügel erreichen zu können. Die Integration auf Höhe des Bodens des Bracket-Slots erlaubte dabei eine große Auslenkung der Flügelenden. Durch die Einschnürung des Werkstücks an der Stelle des Festkörpergelenks konzentrieren sich Spannungen und Dehnungen an diesem Punkt (Röse 2011). Dadurch wird gewährleistet, dass die Biegung gezielt nur hier stattfindet. Dies ist ein geeigneter Weg, flexible Werkstücke ohne bewegliche Elemente zu gestalten (Jungnickel 2004).

Zur Beschreibung des Flügels mit integriertem Festkörpergelenk wäre eine direkte analytische Berechnung wegen des variablen Balkenquerschnitts sehr aufwändig. Da dies jedoch dem Ansatz einer einfachen Auslegungsrechnung widersprach, wurde stattdessen eine stückweise Näherung der Durchbiegung des Flügels berechnet. Wie in Kapitel 4.1.2 gezeigt wurde dazu der

Flügel in einseitig eingespannte Balken unterschiedlicher Höhe und Länge unterteilt. Die variable Breite wurde in sehr kleine Stücke mit einer gleichbleibenden Ausdehnung von  $\Delta x = 0,0005 \text{ mm}$  zerlegt. Startpunkt war dabei die dünnste Stelle der Einschnürung des Festkörpergelenks, der Endpunkt das Ende der Einschnürung (vgl. Abbildung 55).

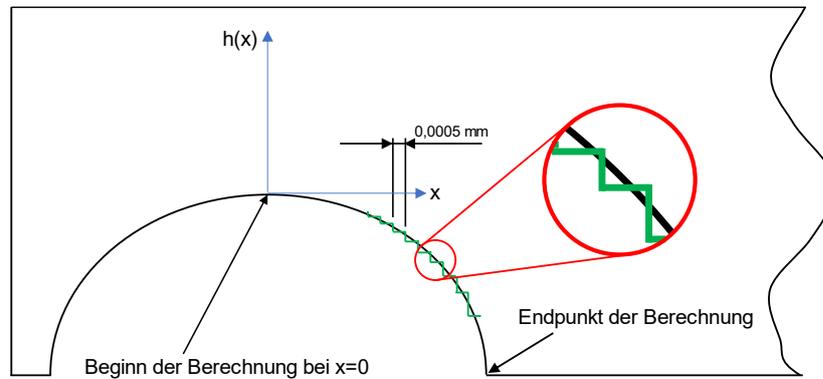


Abbildung 55: Berechnungsgrundlage für die mechanische Beschreibung des Festkörpergelenks. Die Kontur des Gelenks wird in infinitesimal kleine Segmente aufgeteilt und die jeweilige Durchbiegung, basierend auf der Höhe  $h(x)$  des Segments und der jeweiligen Länge bis zum Kraftangriffspunkt, berechnet.

Da das Festkörpergelenk in seiner Funktion eine Rotations- bzw. Biegeachse bildet, sollte über dies hinaus keine zusätzliche Durchbiegung vorhanden sein, was die Berechnung in Bereichen außerhalb der Festkörpergelenke, die selbst nur vernachlässigbar verformt werden, unnötig macht. Durch das Auftragen der jeweiligen Auslenkungen kann eine Kurve der Biegung entlang eines Teils des Festkörpergelenks erstellt werden. Diese Kurve zeigt, dass die Durchbiegung an der dünnsten Stelle der Einschnürung am geringsten ist und mit steigendem Abstand immer größer wird. Nähert man sich dem Ende der Einschnürung, so wird die Durchbiegung wieder geringfügig kleiner. Die dünnste Stelle wirkt also wie gewünscht als Gelenk. Die resultierende Durchbiegung ist dabei abhängig von der angreifenden Kraft, was auch in den berechneten Kurven sichtbar wurde (Abbildung 28). Trotz der vereinfachten Näherungsrechnung konnte die Funktion des Festkörpergelenks somit abgebildet werden. Es konnte gezeigt werden, dass eine stückweise Berechnung in der Lage ist, die Durchbiegung über eine definierte Strecke zu beschreiben. Eine direkte Lösung für jeden Punkt auf der x-Achse ist damit jedoch nicht möglich. Als weitere interessante Aussage ergab sich die Abhängigkeit der Verteilung der Durchbiegung bzw. der mechanischen Spannung und Dehnung von der Form der Einschnürung des Festkörpergelenkes (Linß und Zentner 2013; Rösner 2015). Beispielsweise sind beidseitig symmetrisch eingebrachte, z.B. elliptisch geformte, Einbuchtungen geeignet, eine gute Präzision der Durchbiegung bei adäquater Rotationssteifigkeit zu erreichen, wohingegen parabolische Formen eine hohe Präzision bei geringer Rotationssteifigkeit (Xu et al. 2017) erwarten lassen. Diese Rotationssteifigkeit kann wiederum durch eine Änderung der Dicke des Stegs, das heißt des Materials

im Bereich der Einschnürung, beeinflusst werden. Je dünner der Steg ist, umso stärker sind die Spannungen konzentriert. Im Gegensatz dazu dehnt sich bei einer Vergrößerung des Stegs der Bereich in dem Spannungen auftreten aus, teilweise bis in eigentlich unverformte Bereiche des Festkörpergelenks (Rösner 2015). Durch eine Anpassung der Geometrie des Festkörpergelenks ist also potenziell eine Verbesserung seiner mechanischen Haltbarkeit möglich, die starke Lokalisierung der Spannungen wird jedoch in jedem Fall erhalten bleiben. Da dieses Prinzip der Lebensdauer bei erhöhter Lastwechselanzahl abträglich zu sein scheint wurde die Änderung der Flügelgeometrie angestrebt, um eine gleichmäßige Durchbiegung über die gesamte Höhe des Flügels zu erreichen.

Der Ansatz, um dieses Problem zu lösen war daher, dass die Dehnung nicht mehr an einer Stelle lokalisiert wird, sondern sich über den gesamten belasteten Bereich des Flügels verteilt. Diese Verteilung lässt sich durch eine gleichmäßige Durchbiegung, das heißt eine Biegelinie erreichen, die über einen Großteil der belasteten Länge eine stetige Krümmung aufweist. Im Gegensatz dazu würde sich bei einem Flügel mit Festkörpergelenk nur dort die Biegelinie krümmen, außerhalb dagegen linear verlaufen (Linß 2015; Villwock und Hanau 2020). Zuerst wurde daher das Festkörpergelenk aus der Konstruktion des Bracket-Flügels entfernt, da dieses immer eine Spannungskonzentration hervorruft. Daran anschließend wurde die Geometrie in eine möglichst lineare Form überführt. Dadurch konnte gleichzeitig der Flügel auf Höhe des Slot-Bodens verstärkt werden. Es entstand die Revision 23 des Bracketdesigns.

Die so veränderte Form der Bracket-Flügel wurde anschließend ebenfalls mechanisch beschrieben. Durch die vereinfachte Form konnte diese Beschreibung analytisch durchgeführt werden, was eine Berechnung der Durchbiegung an jedem beliebigen Punkt auf der  $x$ -Achse (vgl. Abbildung 29) erlaubt. Die in Kapitel 4.1.2 vorgestellte Gleichung für die variable Breite des Flügels erlaubte, zusammen mit den Gleichungen für Biegebalken aus der technischen Mechanik, eine Berechnung der Biegelinie. Damit konnten Durchbiegungen für unterschiedliche Belastungsszenarien errechnet werden. Die Ergebnisse zeigen, dass die geänderte Geometrie einen linearen Verlauf der Biegelinie erzeugt, der über eine weite Strecke der neutralen Faser folgt. Im oberen Teil des Balkens ergibt sich jedoch wieder eine von der Belastung abhängige Krümmung. Diese wird umso höher, je größer die Belastung selbst ist. Damit ist die Biegestelle nicht mehr am Boden des Slots, sondern Richtung Öffnung des Slots verschoben. Ebenso ist diese Krümmung der Biegelinie weitestgehend über den kompletten oberen Bereich des Flügels verteilt, weshalb sich die Spannungen nicht mehr punktuell akkumulieren. Das dies tatsächlich dazu beitrug die Lebensdauer zu erhöhen, zeigten die späteren Ermüdungsversuche im Kausimulator. Weiterhin bietet die mathematische Beschreibung der Biegelinien eine hervorragende

Grundlage für zukünftige Weiterentwicklungen des Brackets. So könnte, auch im Hinblick auf die Pseudoelastizität von NiTi Legierungen, die Geometrie dahingehend angepasst werden, dass eine gleichmäßige Durchbiegung und damit eine gleichmäßige Dehnung der Randfasern erreicht wird.

Bei den durchgeführten Berechnungen muss jedoch beachtet werden, dass die berechneten Biegelinien einen Extremfall zeigen. Die Belastung wird hier so gewählt, dass sie beispielsweise nur an einem Punkt bzw. einer Kante des Werkstücks anliegt. Bei realen Belastungsszenarien ist dies jedoch nicht der Fall. Hier werden die Werkstücke in einem größeren, das heißt nicht punkt- oder linienförmigen, Bereich belastet, was man in der technischen Mechanik als Streckenlast bezeichnet. Auch Belastungen, die durch das Kauen in vivo entstehen, sind eher großflächiger auf das Bracket einwirkende Lasten. Somit können die hier durchgeführten Berechnungen durchaus als „Worst Case“ und damit als eine Abschätzung nach oben hin betrachtet werden. Gleichwohl sind die mathematischen Beschreibungen der Biegelinien ein probates Mittel, um das Verhalten von Werkstücken bei einer Biegebelastung zu beschreiben. Dies ist auch gültig für die hier vorgestellten Bracket-Flügel. Deren Biegelinien lassen eine Abschätzung der zu erwarteten Durchbiegungen zu und erlauben es, die verschiedenen Flügel-Geometrien miteinander zu vergleichen (Tabelle 20).

Tabelle 20: Gegenüberstellung der beiden Bracketflügeldesigns des Revisionsstandes 15 im Vergleich zu Rev. 23 mod.

Vergleichspunkte	Designvariante	
	Rev. 15	Rev. 23
		
Erreichbare Auslenkung an der Flügelspitze	Vergleichbar	
Kraft zum Auslösen / Einlagern des Bogens	Niedriger	Höher
Gefahr des Ermüdungsbruchs	Höher	Geringer
Spannungsverteilung	Lokale Spannungsspitzen	Gleichmäßig verteilt
Biegestelle	Festkörpergelenk	Unterhalb der Spitze
Auslenkung der Flügelspitze	Keine Rotation	Ausgeprägte Rotation
Visuelle Identifizierung der Bracketausrichtung	Schwierig	Einfach
Verklebten der Flügel	Bauartbedingt möglich (vgl. Abbildung 56)	Bauartbedingt selten

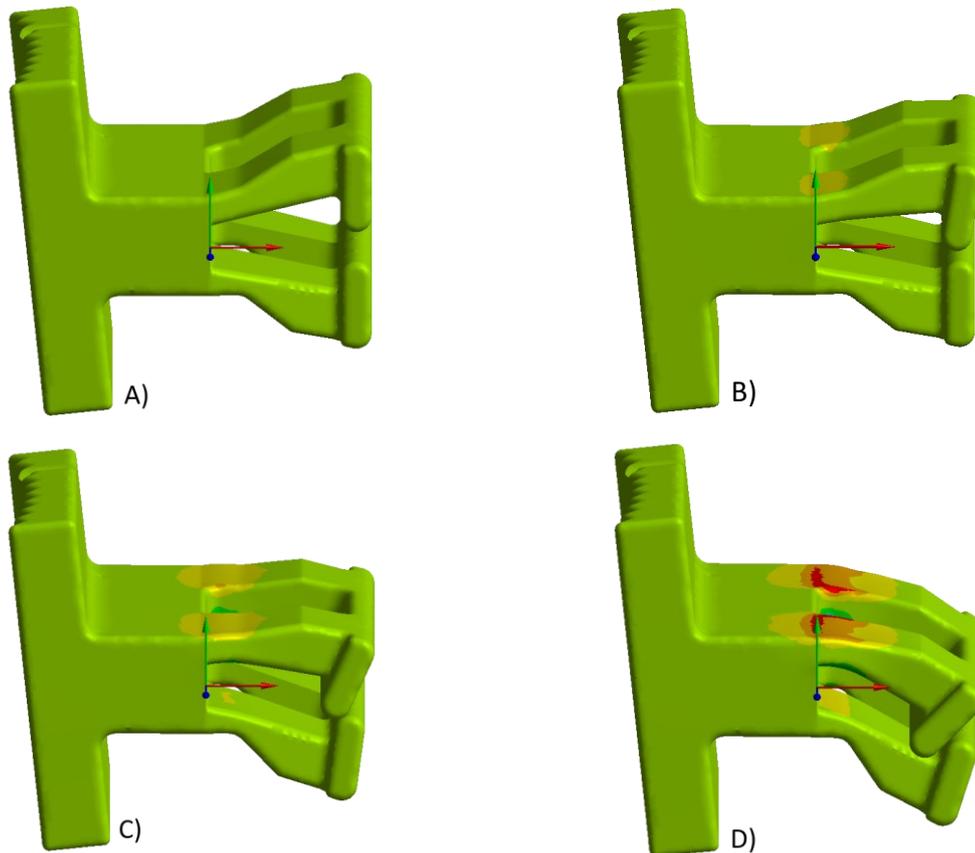


Abbildung 56: Visualisierung der Ergebnisse der FEA zur Belastung der Flügel des Rev. 15 Brackets. Gezeigt ist die Verteilung der Normalspannung in x-Richtung: A) Beginn der Belastung  $F=0$  N, keine mechanische Spannung erzeugt B)  $F\approx 10$  N, Aufbau der Spannung am Festkörpergelenk C)  $F\approx 20$  N, Höhere mechanische Spannung am Festkörpergelenk, Beginn der Auslenkung des gingivalen Flügels durch den okklusalen Flügel D) Ende der Belastung  $F=40$  N, Spannung am Festkörpergelenk sehr hoch, Flügelspitze des okklusalen Flügels ist unter die Spitze des gingivalen Flügels geklappt.

### 5.1.3 FEA der Belastungsszenarien

Durch die analytische Beschreibung der Flügel war es bereits möglich die Durchbiegung in Abhängigkeit von den aufgebrachtten Kräften abzuschätzen. Um detailliertere Aussagen über die mechanischen Eigenschaften der Flügel bzw. der Brackets treffen zu können, war jedoch das Hinzuziehen von Finite Elemente Simulationen notwendig. Diese ermöglichen es, das gesamte Bracket dreidimensional auf sein mechanisches Verhalten hin zu betrachten. Durch die FE-Simulationen war es unter anderem möglich, die Bereiche am Bracket mit hohen Spannungsbelastungen zu identifizieren. Als herausfordernd zeigte sich dabei die Kombination mehrerer Nichtlinearitäten in den Simulationen:

- NiTi ist aufgrund seiner Pseudoelastizität ein Material, das nichtlinear auf Belastungen reagiert (vgl. Kapitel 1.2.3 und Abbildung 10).

- Das untersuchte System ist aus Bracket und Bogen zusammengesetzt, die miteinander wechselwirken. Dies geschieht unter anderem über Oberflächenkontakte und -reibung, deren Implementierung eine weitere Nichtlinearität in die Berechnungen einbrachte (Madenci und Guven 2015; Zienkiewicz und Taylor 2000).
- Die Bewegung von Komponenten, wie den Flügeln des V-Slot Brackets, die erst nach einer bestimmten Wegstrecke in Kontakt kommen, war Teil der Simulationen. Da sich das System dabei zum Teil in der Luft bewegt, ist die Kontaktfindung für die Algorithmen des Programms erschwert.
- Die Steifigkeit des Systems ändert sich plötzlich stark, sobald sich beide Komponenten berühren, was ebenfalls eine Nichtlinearität in der Berechnung darstellt (Gebhardt 2018; Madenci und Guven 2015; Zienkiewicz und Taylor 2000).
- Die Verformung des Flügels führte nach dem Kontakt mit dem Bogen zu einer Verschiebung des Kraftangriffspunkts, was ebenso zu den geometrischen Nichtlinearitäten zählte (Gebhardt 2018).

Alle zuvor genannten Nichtlinearitäten können dazu führen, dass die Gleichgewichtsbedingung nicht mehr erfüllt ist und die Berechnung daher nicht mehr konvergiert. Diese Gleichgewichtsbedingung beinhaltet, dass die inneren physikalischen Größen, bis auf einen geringen vernachlässigbaren Rest, den von außen aufgebracht Größen, wie Drehmomente oder Kräfte, entsprechen. Wird die Gleichgewichtsbedingung nicht erfüllt, so wird vom FEA-Programm (Ansys) automatisch eine Bisektion angewendet. Das heißt, dass die initial aufgebrachte Last halbiert und die Rechnung nochmals durchgeführt wird. Dies kann so lange geschehen bis die Berechnung konvergiert. Ist es trotz mehrfacher Bisektion nicht möglich eine Konvergenz des Modells zu erreichen, so wird der Berechnungsvorgang abgebrochen. Da dies zu Beginn der Berechnungen häufig der Fall war, waren umfangreiche Anpassungen der FE-Analysen notwendig. Dabei wurde unter anderem:

- auf die Aufteilung der Belastung auf mehrere Lastschritte,
- auf die Aufteilung der Lastschritte in kleinere Zwischenschritte,
- auf die Anpassung der Vernetzung

zurückgegriffen. Eine feinere Vernetzung erlaubte dabei genauere Ergebnisse und bot vor allem für nichtlineares Materialverhalten eine Methode, verlässliche Ergebnisse zu erreichen. Je fei-

ner die Vernetzung gewählt und je höher die Anzahl der Lastschritte bzw. deren Zwischenschritte wurde, umso höher skaliert die für eine Berechnung benötigte Zeitdauer. Daher musste ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und annehmbarer Rechendauer gefunden werden.

Nach erfolgreicher Anpassung der Simulationsparameter erlaubten die konvergierenden Simulationen jedoch einen aufschlussreichen Einblick in die Spannungs- und Dehnungseigenschaften der V-Slot Brackets. So konnten vor allem die Regionen der Festkörpergelenke als Bereiche mit den höchsten Normalspannungen in x-Richtung identifiziert werden. In einem Vergleich mit den in Vorversuchen beobachteten Brüchen konnte man feststellen, dass die Stellen, an denen diese auftraten, im Wesentlichen mit diesen Bereichen sehr hoher Spannung zusammenfielen. Dabei war zu beachten, dass die höchsten Spannungswerte nur punktuell auftraten und unter Umständen ein Artefakt der Berechnung waren. Dennoch dürften die höchsten Werte der Vergleichsspannung zwischen  $\sigma_v \approx 4.700$  MPa und  $\sigma_v \approx 5.300$  MPa gelegen haben. Wie in Kapitel 1.2.4 beschrieben orientieren sich entstehende Makrorisse senkrecht zur maximalen Spannung und propagieren anschließend in dieser Richtung fort. Da die maximale Normalspannung aus den Finite Elemente Analysen in x-Richtung festgestellt wurde, sollten sich Risse entlang der dazu senkrechten y-Achse, das heißt parallel zum Slot-Boden bewegen. Auch diese Ausrichtung konnte an den gebrochenen Bauteilen stets beobachtet werden (Abbildung 57).



Abbildung 57: Lichtmikroskopische Aufnahme eines im Ermüdungsversuch gebrochenen Bracket-Flügels (links, Revisionsstand 18 nach ca. 4.560 Zyklen) und Skizze zur Darstellung der Lage und Richtung der Bruchfläche.

Die Abschätzung des Bruchverhaltens mit Hilfe der Finite Elemente Methode findet beispielsweise auch in der Entwicklung von Stents (Allegretti et al. 2018; Pelton et al. 2003), Endo-Feilen (Scattina et al. 2015), in der Raumfahrt (Citarella et al. 2022) oder der Automobilentwicklung (Kim 2015) Anwendung. Diese Publikationen zeigen beispielhaft, dass die mittels FEA ermittelten Stellen, an denen Spannungskonzentrationen herrschen, in den verwirklichten

Bauteilen annähernd mit den Stellen, an denen ein Versagen auftritt, übereinstimmen. Insbesondere kann eine FE-Analyse von Vorteil sein, wenn mehrachsige Belastungen oder mechanisch nichtlineare Materialien vorliegen (Allegretti et al. 2018). Insgesamt kann sie also dazu dienen den Parameterraum für die Weiterentwicklung neuer Bauteile einzugrenzen. Dadurch können die Entwicklungszeit und der experimentelle Aufwand wesentlich verringert werden. Daneben ist es auch möglich die Abhängigkeiten der inneren Spannung von der Amplitude der äußeren Lasten effizient durch eine sogenannte „in silico“ Simulation abzuschätzen, was einen Vorteil gegenüber in vitro oder gar in vivo Untersuchungen darstellt. Mit den Ergebnissen dieser Simulationen kann auch die Topologie des untersuchten Bauteils optimiert und somit beispielsweise Material und Gewicht eingespart werden (Dagkolu et al. 2021). Die FEA kann also als sehr gutes Werkzeug zur Abschätzung versagensgefährdeter Stellen in Bauteilen verwendet und zur schnellen und zielführenden Weiterentwicklung eingesetzt werden.

Die Simulationen zur Belastung des Ausgangs-Brackets (Revisionsstand 15) mit eingesetzten Bögen zeigte eine Abhängigkeit der Höhe der Spannungen im Bracket-Körper von der Geometrie bzw. Größe der Bögen. Bei allen Bögen stieg bis zu einer Belastung von ca. 10 N die maximale Normalspannung in x-Richtung  $\sigma_{N,x}$  einheitlich an.

Dieser Anstieg wird durch die anfängliche Verformung des okklusalen Flügels (Abbildung 56 B)) bedingt, die für alle untersuchten Varianten gleich ist. Ab dem Kraftwert von  $F \approx 10$  N begannen, wie in Abbildung 41 zu sehen ist, die Verläufe der Spannungen zwischen den eingesetzten Bögen zu divergieren. Dies dürfte vor allem damit zusammenhängen, dass sich ab einer gewissen Verformung des Bracket-Flügels die Lücke zum Bogen geschlossen hat. Anschließend wird die Kraft auch auf den gingivalen, anfangs unbelasteten Flügel, übertragen und beide Flügel verformen sich. Auch bei dem Bracket ohne Bogen tritt diese Übertragung auf (Abbildung 56 C)), jedoch zu einem späteren Zeitpunkt mit bereits höherer Kraft. Dafür ist ursächlich, dass sich die Bracketflügel bei Einwirken einer lateralen Kraft nach einer Deformation von ca. 0,2 mm bereits berühren und dann gemeinsam gegen die einwirkende Kraft arbeiten. Daher ruft diese Konfiguration gleichzeitig sehr hohe Spannungswerte im Bracket hervor. Zum Ende der Belastung ist der okklusale Flügel so weit verbogen, dass seine Flügelspitze unter diejenige des gingivalen Flügels rutscht (Abbildung 56 D)). Dabei kann sich die okklusale Spitze unter der gingivalen einklemmen, so dass sie sich auch bei Entlastung nicht mehr in die Ausgangslage zurückbewegt.

Das V-Bracket mit eingesetztem 0,014" Rundbogen wies ähnliche maximale Normalspannungen in x-Richtung auf, wie das V-Bracket ohne Bogen. Während der quadratische und der trapezförmige Bogen eine ausgedehnte Berührungsfläche zwischen den Seiten des Bogens und

dem jeweiligen Flügel aufwies, war die Berührungsfläche der Runddrähte am Flügel nur ein-dimensional, d.h. linienförmig. Zusätzlich war der Rundbogen im Verhältnis zur Breite des Slots oben  $b_{s,o}$  sehr klein. Dadurch kann der Bogen durch die Verformung des okklusalen Flügels innerhalb des V-Slots verschoben werden. Je nach Ausgangslage des Bogens kann dies in positiver x-Richtung, d.h. in Richtung des Slot-Bodens geschehen (Abbildung 58 A)). Daneben ist auch, bedingt durch die V-Form des Slots eine Bewegung in die entgegengesetzte Richtung möglich. Es ist jedoch anzunehmen, dass sich der Bogen in den meisten Fällen zu einem Endpunkt auf Höhe der Mitte der Flügel bewegt (Abbildung 58 B)). Daher kann sich der okklusale Flügel -ebenso wie bei der Konstellation ohne einligierten Bogen- sehr weit verbiegen, so dass er den gingivalen Flügel berührt.

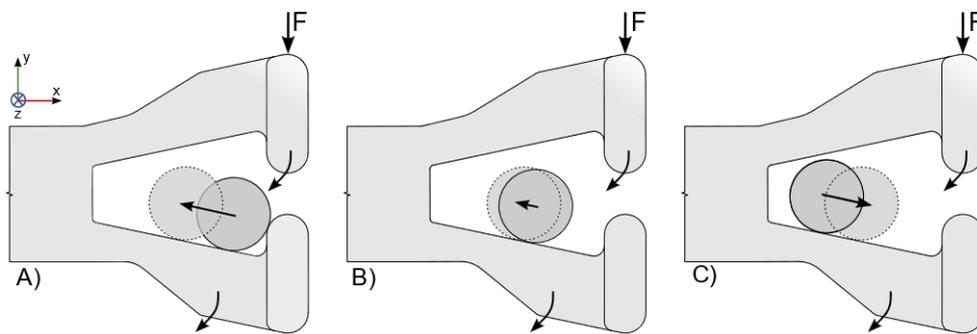


Abbildung 58: Bewegung eines 0,014'' Rundbogens im V-Slot Bracket abhängig von seiner Ausgangslage aufgrund einer Belastung „F“. A) Eine Ausgangslage nahe den Flügelspitzen führt zu einer Bewegung Richtung Slot-Boden. B) Eine Lage in der Mitte des Flügels wird nur zu geringen Verschiebungen führen. C) Eine Ausgangslage in der Nähe des Slot-Bodens kann tendenziell durch die V-Form des Slots zu einer Bewegung in Richtung Slot-Öffnung führen, sofern zuvor keine Klemmung des Bogens stattfindet.

Insgesamt erfuhr der okklusale Flügel eine sehr hohe Durchbiegung von mehr als 0,2 mm, bevor die Kraft an den gingivalen Flügel übertragen werden konnte. Auch bei dieser Konfiguration kann es zu einem Verklemmen der Flügel kommen. Aus diesen Gründen sind die Verläufe der Spannungssimulationen für das V-Slot Bracket ohne Bogen und dasselbe Bracket mit dünnem Runddraht sehr ähnlich.

Im Gegensatz dazu wies das V-Slot Bracket mit eingespanntem V-Bogen, der den Slot sehr gut ausfüllte, niedrigere maximale Normalspannungen auf. Durch den passenden Bogen wurde verhindert, dass sich der okklusale, belastete Flügel stark verbiegen konnte. Zusätzlich wurde der gingivale Flügel frühzeitig mit verformt. Dies führte insgesamt zu einer geringeren Spannungsbelastung im Bracket-Körper. Angedeutet wurde dieses Prinzip auch schon bei dem quadratischen 0,016'' x 0,016'' Bogen. Da dieser jedoch nicht Slot-füllend war, waren die resultierenden Spannungen höher als beim V-Bogen, jedoch niedriger als beim 0,014'' Rundbogen. Die FE-

Simulationen zeigten also, dass die im Bracket auftretenden Spannungen abhängig davon waren, ob ein Bogen eingesetzt war und, falls dies der Fall war, dass die Geometrie des Bogens einen großen Einfluss hat.

Nachdem die Bereiche an den Ausgangs-Brackets (Revisionsstand 15), an denen sich die Spannungen konzentrieren, mit der FE-Analyse identifiziert werden konnten, folgte eine Änderung der Flügelgeometrie. Die dafür durchgeführten Parameterstudien konnten einige Geometrievarianten identifizieren, die im Vergleich zum Ausgangsbracket signifikant verringerte Spannungswerte aufwiesen. Dabei zeigte sich, dass bestimmte Einzelparameter die Verringerung der Spannungen positiv beeinflussten:

- **Dicke des Flügels unten ( $b_{f,u}$ )**, auf Höhe des Slot-Bodens. Mit steigendem Materialquerschnitt verringerten sich die gemessenen Spannungen. Dies ist vereinbar mit den Ergebnissen der mechanischen Auslegung der Bracket-Flügel (vgl. Kapitel 4.1.2 & 5.1.2). Wie dort gezeigt wurde, erhöht eine Vergrößerung des Querschnitts das Flächenträgheitsmoment  $I$  und damit die Steifigkeit des Gesamtsystems ( $S=E \cdot I$ ).
- **Radius des Fensters  $r_{F,u}$**  an dessen unterer Kante. In den zu Beginn der Weiterentwicklung recht kleinen Radien konzentrierten sich die Spannungen. Diese Radien wurden anschließend bis zur halben Höhe des Fensters vergrößert. Dadurch verteilte sich die Last auf einen größeren Radius, was Spannungskonzentrationen verringerte oder weitgehend verhinderte.
- **Die Breite des Fensters in mesial-distaler (z-Achse) Richtung**. Hier wurden vor allem durch die Verkleinerung der Fensterbreite die auftretenden Spannungen verringert. Dies ist wahrscheinlich darauf zurückzuführen, dass sich die Spannungen dadurch auf einen größeren Bereich der Flügel, das heißt auf mehr Material, verteilen konnten. Auch hier wird das Flächenträgheitsmoment des Flügels erhöht. Die Fensterbreite mit den geringsten Spannungen im Bracket-Körper war diejenige bei der die beiden unteren Radien des Fensters einen Halbkreis bildeten.

Aus diesen FE-Parameterstudien wurden die vielversprechendsten Kombinationen ausgewählt und als reale Bauteile, wie in Kapitel 4.1.4 gezeigt, verwirklicht.

Zuletzt wurde auch die verbesserte Geometrie des Flügels (Revisionsstand 23; vgl. Kapitel 4.1.2 & 5.1.2) mittels FE-Analyse untersucht. Hier zeigte sich, wie in den Ergebnissen in Kapitel 4.1.3 zu sehen war, dass die angestrebten und zuvor berechneten mechanischen Eigenschaften zu einer signifikanten Verringerung der auftretenden Spannungen führten. Durch den Verzicht auf ein Festkörpergelenk konzentrierten sich die Spannungen nicht mehr in einem kleinen Bereich des Flügels. Der Bereich des Flügels auf Höhe des Slot-Bodens blieb insgesamt

unbeweglich. Dagegen fanden die Biegungen, wie auch schon die berechneten Biegelinien zeigten, im oberen Bereich des Flügels über einen längeren Werkstoffbereich verteilt statt. Die Ergebnisse zeigten auch, dass eine (einseitige) Trapezform des Flügels die geringsten Spannungswerte aufweist. Die verbesserte Form des Bracket-Flügels führte also zu der gewünschten Verringerung der Spannungskonzentration und einer Verringerung der Spannungsamplitude insgesamt unter gleichzeitigem Beibehalt der Funktionalität des Brackets.

#### 5.1.4 Lebensdaueruntersuchungen

Abgeleitet von den Ergebnissen der FE-Analysen wurden Geometrien mit besonders niedrigen maximalen Spannungswerten mittels Drahterosion in reale Bauteile umgesetzt. Die neu erstellten Bracket-Prototypen wurden anschließend mit Hilfe des KFO Kausimulators hinsichtlich ihrer Lebensdauer untersucht. Wie die Ergebnisse in Kapitel 4.1.5 zeigten war es möglich, durch ein Auftragen der Lastamplituden über die Zyklen bis zum Bruch (vgl. Abbildung 47) zumindest für Revision 23 der Bracket-Iterationen eine, an eine Wöhler- oder SN (=Spannungsamplitude-Zyklen)-Kurve angelehnte, Ermüdungskurve zu extrapolieren, die die Ermüdungseigenschaften des Werkstücks beschreibt (Lee und Taylor 2005). Dabei ist zu beachten, dass es sich um keine Wöhlerkurve im eigentlichen Sinne handelt, da sich die vorliegende Kurve für das untersuchte Bauteil und nicht für den Werkstoff selbst ergibt.

Dennoch konnten für das untersuchte Bauteil gesicherte Aussagen getroffen werden. Die Kurve folgte einer Exponentialgleichung der Form  $y = y_0 + A \cdot e^{R_0 \cdot x}$ , die sich asymptotisch einem Achsenabschnitt  $y_0$  annähert. Dieser kann mit derjenigen Kraft identifiziert werden, ab der eine Dauerfestigkeit zu erwarten ist; hier beträgt diese Kraft  $F = (46,27 \pm 3,77) \text{ N}$ . Diese Kurve lässt sich angelehnt an die Auswertung von Wöhlerkurven in verschiedene Bereiche aufteilen (Haibach 2006). Durch die doppeltlogarithmische Auftragung der Werte (Abbildung 48) lassen sich die Bereiche einfacher ermitteln. Bei hohen Kräften und geringen Zyklenzahlen befindet sich der Bereich der Kurzzeitfestigkeit „K“. Dieser reicht bis zum Beginn des linearen Abfalls der Kurve bei  $N \approx 6.300$  Zyklen und einer unteren Kraftgrenze von  $F \approx 87 \text{ N}$ . Der folgende lineare Teil der Kurve umfasst die Zeitfestigkeit „Z“ des Werkstückes und reicht bis zu einer Zyklenzahl von  $N \approx 21.500$ . Dahinter folgt der Bereich der Dauerfestigkeit „D“ beschrieben durch den asymptotisch bei  $F \approx 47 \text{ N}$  verlaufenden Anteil der Kurve. Bei den vorangegangenen Revisionen war eine derartige Auftragung nicht möglich, da das Versagen der Bracket-Flügel schon bei niedrigen Kräften bzw. geringen Zyklenzahlen eintrat.

Revision 18, die als Startpunkt bei den durchgeführten Ermüdungsuntersuchungen diente, konnte zwar in der Handhabung eine sehr gute Flexibilität aufweisen, jedoch zeigte sich bei

den Ermüdungsversuchen, dass ein Versagen bereits bei geringen Kräften und niedriger Zyklenzahl eintrat. Dabei stellte sich heraus, dass, wie in den FE-Simulationen gezeigt, die Brüche vor allem am belasteten Flügel nahe des Slot-Bodens auftraten (vgl. Abbildung 57). Das Festkörpergelenk, das für die Flexibilität des gesamten Brackets sorgte, erwies sich daher als für die Lebensdauer des Brackets schädlich. Ausgehend von diesen Ergebnissen wurde das Festkörpergelenk in den nächsten Revisionen 19 und 20 weiter verstärkt, d.h. die Breite des Flügels im Bereich des Festkörpergelenks wurde erhöht. Es zeigte sich auch hier, dass die in den FE-Analysen berechnete Verringerung der Spannungen am Festkörpergelenk, auch bei den realen Bauteilen bereits zu einer Erhöhung der Lebensdauer führte. Wie schon in Abbildung 44 zu sehen war, näherte sich eine größere Anzahl an Geometrien niedrigen Spannungen am Bracket-Körper an. Jedoch bewegten sich die erreichten Lastwechsel noch im Bereich der Kurzzeitfestigkeit. Weitere Änderungen an der Geometrie schienen dabei immer weniger zur Verringerung der Spannungsamplituden am Bracket-Körper beizutragen.

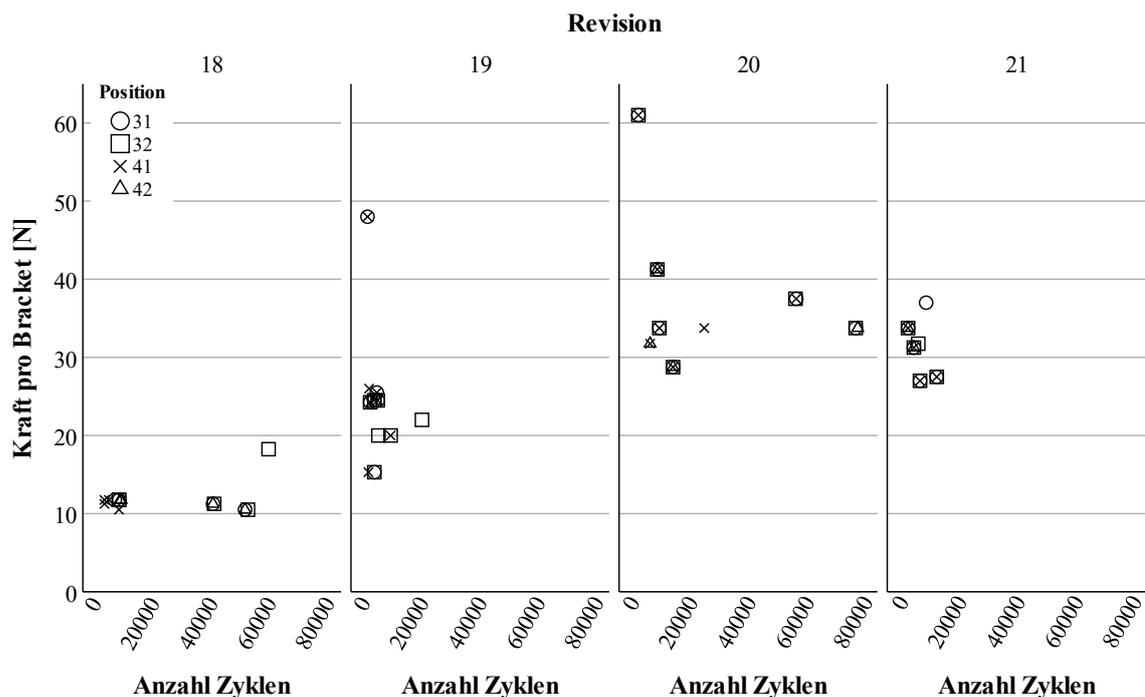


Abbildung 59: Zyklen bis zum Bruch aufgetragen gegen die jeweilige Belastung pro Bracket. Untersucht wurden die Revisionen 18-21; aufgeführt in den Spalten. Des Weiteren wurde noch nach der Position des Brackets (Symbole) unterschieden. Die Bracket-Iterationen erreichen bis zur Revision 20 mehr Zyklen bei höheren Kräften. Bei Revision 21 stagniert diese Entwicklung.

Vergleichbar zeigte sich in den Ergebnissen der Ermüdungsversuche (vgl. Abbildung 59), dass die Lebensdauer der beiden Iterationen 20 und 21 auf einem ähnlichen Niveau, jedoch immer noch im Bereich der Kurzzeitfestigkeit, lag. Auch hier schienen also weitere Veränderungen der Geometrie kaum mehr Verbesserungen hinsichtlich der Lebensdauer zu ergeben. Die diskrete Lokalisation der Dehnung auf den begrenzten Bereich des Festkörpergelenks ist dafür

durchgehend als ursächlich anzusehen. Zusätzlich wurde bei den letzten Bracket-Revisionen der Flügel als Ganzes, also am oberen und unteren Ende verbreitert. Dies schien auch im Hinblick auf die geringe Lebensdauer keinen nennenswerten Beitrag zur Verbesserung der Ermüdungseigenschaften geleistet zu haben. Eine Verringerung der Materialstärke an diesen Positionen war also für die folgenden Iterationen zulässig.

Der neue Entwurf der Bracket-Geometrie verzichtete auf das Festkörpergelenk und verlagerte die Flexibilität bzw. Biiegsamkeit des Flügels über einen längeren Bereich hin zum oberen Slot-Ende. Anstatt das Biegemoment im Festkörpergelenk zu konzentrieren, wurde bei den Revisionen 23 und 23 mod. also ein konstanteres Biegemoment über der Länge Flügels erzielt. Dies wurde durch eine lineare Verringerung der Breite des Flügels erreicht. Wie die FE-Simulationen zuvor (Kapitel 4.1.3 & 5.1.3) zeigten, war durch die neue Form des Flügels und das zusätzliche Material am unteren Ende des Flügels eine Verringerung der Spannungen am Slot-Boden möglich. Gleichzeitig verteilten sich die Spannungen gleichmäßiger über den Bracket-Flügel. Die Ermüdungsuntersuchungen zeigten dementsprechend auch eine wesentlich verbesserte Lebensdauer verglichen mit den vorherigen Revisionen. Dabei konnte sogar für hohe Lasten von  $F > 100 \text{ N}$  eine endliche Lebensdauer ( $N \approx 4.000$ ) bestätigt werden. Zusätzlich konnten für Brackets mit einer moderaten Belastung von  $F \approx 46 \text{ N}$  zuverlässig Runouts erreicht werden. Da sich dieser Kraftwert aus der Anpassung einer exponentiellen Ausgleichskurve an die Daten ergab ist zu beachten, dass auch mit Kraftwerten oberhalb dieses Wertes Runouts erreicht werden können. Unterhalb sollten die Brackets jedoch durchgängig den Belastungen standhalten. Dies ist die doppelte bis 4-fache Belastung, bei der sich bei der Ausgangsrevision der Brackets bereits ein Versagen einstellte. Die  $N = 50.000$  Zyklen bis zum Bruch bewegen sich nun schon im Bereich einer zeitlich begrenzten Dauerfestigkeit. Da eine ausreichende Anzahl an Brackets dieser Revision bei einer adäquaten Kraft Runouts erreichte, war das Ziel eines hinreichend dauerfesten Brackets somit erreicht.

Ein weiterer Beleg dafür war die Verteilung des Bruchortes. Es zeigte sich, dass vor allem bei moderaten Kräften und hoher Zyklenanzahl sowie bei sehr hohen Kräften das Bracket an der Basis brach. Im Übergangsbereich zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit hingegen zeigte sich ein Versagen an den Flügeln. Die Ursache der Brüche im Bereich der Basis ist mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die Art der Befestigung zurückzuführen, bei der die Basis mit einem steifen und scharfkantigen Deckel geklemmt wurde und einer sinnvollen Ausrundung des Übergangs von Bracket-Rumpf zu Basis zur Reduzierung der Kerbwirkung keine Beachtung geschenkt wurde. Obwohl die Bracket-Basis in der Klemmstelle relativ dickwandig ausgeführt wurde

( $t = 0,765 \text{ mm}$ ), traten hier wiederholt die Brüche auf (vgl. Tabelle 11). Es ist ferner zu beachten, dass neben der Kerbwirkung durch den Spanndeckel auch noch der Ort des höchsten Biegemomentes direkt an der Basis liegt. Jedoch müssten für eine fundiertere Aussage weitere Untersuchungen angestrebt werden. Insgesamt deutet die Verteilung der Bruchorte jedoch auf eine bessere Gesamtauslegung des Bauteils hin, die dazu führt, dass es eben keine ausgeprägte Schwachstelle, wie zuvor am Festkörpergelenk, mehr gibt. So trat Materialversagen in acht Fällen am Flügel und in exakt ebenso vielen Fällen an der Basis auf. Bei dieser Betrachtung wurde jedoch die Höhe der Last außer Acht gelassen.

Ein Teil der Versagensmechanismen sind für den Einsatz in vivo jedoch irrelevant, da die Verklebung konventioneller Brackets bei Scherkräften von  $50 \text{ N} < F < 100 \text{ N}$  bereits versagen (vgl. Kapitel 5.1.1). Aus diesem Grunde treten derart hohe Belastungen auf die Bracket-Flügel erst gar nicht auf, da vorher die Klebeverbindung versagt. Zusammengefasst sind die Ergebnisse sehr vielversprechend für den klinischen Einsatz des V-Slot Brackets.

## 5.2 Kontrollierte Zahnbewegung

### 5.2.1 Spiel

Wie im Kapitel 1.2.1 dargestellt ist das V-Slot Bracket so gestaltet, dass es bei der Verwendung eines komplementären V-förmigen Bogens praktisch spielfrei ist. So zeigten auch die Ergebnisse der Simulationen (vgl. Kapitel 4.2.1), dass bereits bei sehr geringen Torsionswinkeln von  $5^\circ$  eine Kraftübertragung vom Bogen auf die Flügel stattfindet. Die übertragbare Kraft steigt mit Erhöhung des Torsionswinkels, ist jedoch durch die Geometrie des V-Bogens im Zusammenspiel mit der Flexibilität der Flügel beschränkt. In der graphischen Aufbereitung der Ergebnisse in Abbildung 49 und Abbildung 50 wird deutlich, dass sich die Kraft- und Momentwerte ab ca.  $20^\circ$  Torsion einer Obergrenze annähern. Schon bei kleineren Torsionswinkeln verringert sich der Anstieg der Drehmomente pro Intervallschritt. Dies ist umso ausgeprägter, je kürzer die freie Weglänge des Bogens ist. Wie in den kurzen Simulationen zum Einfluss der freien Weglänge (Tabelle 12) beobachtet, wird mit steigender freier Weglänge bei einem einseitig eingespannten Bogen weniger Moment erzeugt. Dieses Verhalten folgt der Gleichung:

$$M_t = \frac{\phi \cdot G \cdot I_t}{l} \quad (32)$$

Mit  $\phi$  = Torsionswinkel,  $G$  = Schubmodul,  $I_t$  = Torsionsflächenmoment,  $l$  = Bogenlänge (Villwock und Hanau 2020). Dabei zeigt diese Simulation aber nur das Verhalten, das ein Bogen aufweisen würde, der unbeweglich im Bracket eingespannt ist. In realen Anwendungsfällen hat der

Bogen im Slot jedoch Spiel. Daher wird die Verringerung des resultierenden Drehmoments aufgrund steigender freier Weglängen wenig ins Gewicht fallen. Dennoch dürfte bei kürzeren freien Weglängen der Grenzwert des im Bracket erzeugten Drehmomentes vergleichsweise schneller erreicht werden. Die Begrenzung der Höhe des erzeugten Drehmoments ist zunächst auf die pseudoelastischen Eigenschaften und das daraus resultierende Spannungsplateau von NiTi zurückzuführen (Wichelhaus 2017). Des Weiteren verursacht das Zusammenspiel zwischen Bogengeometrie und der elastischen Verformbarkeit der Flügel diese Obergrenze des Drehmoments. Wird der Bogen im Slot verdreht so nähert sich seine Diagonale einer Horizontalen an. Dies bedingt wiederum eine Verringerung des effektiven Hebelarms, der auf die begrenzenden Flügel wirken kann, was durch die Verformbarkeit der Flügel, die bei Belastung auseinanderweichen können, bedingt ist. Durch eine Vergrößerung der Höhe des Bogens  $h_{B,a}$  (vgl. Kapitel 1.2.1), wird der effektive Hebelarm und damit das resultierende Drehmoment erhöht. Die genauen Zusammenhänge müssen in weiteren Arbeiten untersucht werden.

Als Obergrenze der Drehmomente ergaben die Simulationen zwar nur um ca.  $7 \text{ Nmm}$ , (Tabelle 13, Tabelle 14 & Tabelle 15), was aber in einem Bereich liegt in dem Zahnbewegung stattfindet, der zwischen  $5\text{-}20 \text{ Nmm}$  angenommen wird (Archambault et al. 2010; Burstone 1982; Gmyrek et al. 2002). Tendenziell sind hierbei kleinere Drehmomente von Vorteil, da diese weniger ausgeprägte Nebenwirkungen, wie z.B. Wurzelresorptionen erwarten lassen (Casa et al. 2001).

Wie die FE-Analysen zeigen, bietet die V-Bracket-Bogen Kombination zwei Vorteile, die der effektiven Kraftübertragung zuträglich sind und damit eine höhere Effizienz in der Zahnbewegung bedingen können. Zunächst setzt eine Erzeugung von Drehmoment bereits bei sehr kleinen Torsionswinkeln ein. Das heißt es geht kaum Torsion durch Spiel im Slot verloren und die Übertragung von Drehmomenten ist sehr direkt. Damit kann es für den Behandler einfacher sein, das geeignete Drehmoment zur Bewegung von Zähnen aufzubringen, da dies komplett übertragen wird. Des Weiteren ist die Höhe des Drehmoments durch die Elastizität des Brackets beschränkt (Wichelhaus 2017), was zu hohe, auf die Zähne übertragene, Kräfte, verhindert. Diese Beschränkung verhindert einerseits eine Überaktivierung, andererseits aber auch den Einsatz beabsichtigt hoher Drehmomente. Um diese dennoch übertragen zu können, könnten speziell entwickelte Clips („Kappen“) aus Polymeren, wie Polycarbonat, zum Einsatz kommen, die die Flügel mechanisch miteinander koppeln. Dadurch wird das Durchdrehen des Bogens, sowie die starke Verformung der Flügel verhindert und so die Übertragung hoher Drehmomente ermöglicht, solange die Kappe montiert bleibt (Wichelhaus et al. 2022).

Die vergleichenden Simulationen der Drehung konventioneller rechtwinkliger Bögen im rechtwinkligen Slot konventioneller Brackets zeigen dagegen die in Kapitel 1.3.2 berechneten Torsionsverluste durch Spiel zwischen Bogen und Bracket. Das heißt, dass eine Kraftübertragung erst bei großen Drehwinkeln ab ca.  $10^\circ$ , abhängig von den Abmessungen des jeweiligen Bogens, möglich ist. Der Verlust an Torsionswinkel (und damit an übertragbarem Torsionsmoment) beträgt bei konventionellen Bracket-Bogenkombinationen also  $10^\circ$  und somit bis zu einem Drittel des Vorgabewertes. Diese maximalen Winkel sind jedoch nur gültig, wenn der Bogen direkt an einer Wand des Slots anliegt, was zusätzlich ein gewisses Maß an Unsicherheit in die Übertragung von Drehmomenten einbringt. Zum einen ist es nötig, zuerst das Spiel des Bogens im Slot durch Torsion zu kompensieren. Zum anderen ist die Höhe des Spiels nur in groben Grenzen vorhersagbar. Das maximal mögliche übertragene Drehmoment ist wahrscheinlich im Vergleich mit dem V-Slot Bracket nicht im selben Maße nach oben hin begrenzt. Dies ist vor allem auf die hohe Steifigkeit der Bracket-Flügel zurückzuführen, die ein „Durchdrehen“ des Bogens im Slot sicher verhindern. So sind insgesamt höhere Drehmomente beim Einsatz der rechtwinkligen Bögen im rechtwinkligen Slot möglich, wenngleich nicht physiologisch notwendig. Da die genaue Höhe des wirkenden Drehmoments jedoch aufgrund des Spiels nicht genau abschätzbar ist, muss der Behandler bei der Auswahl von Bögen mit Torque Vorsicht walten lassen, denn es gibt - im Gegensatz zum V-Slot Bracket - keine in das konventionelle Bracket eingebaute Drehmomentbegrenzung.

Für beide Bracket-Bogen Kombinationen ist jedoch zu beachten, dass die tatsächlichen Dimensionen der Bögen und der Slots die Drehmomentübertragung beeinflussen. Diese weichen im Allgemeinen aufgrund von Fertigungstoleranzen von den angegebenen Sollwerten ab (Martin 2023).

Des Weiteren muss bei der Betrachtung der Drehmomentabgabe vom Bogen auf den Slot beachtet werden, dass Bögen fertigungstechnisch bedingt keine scharfen Kanten haben können, sondern über Kantenradien verfügen. Dies führt dazu, dass die effektive Diagonale des Bogens, wie in DIN 13996 gezeigt, kleiner ist, als die aus den Abmessungen berechnete (DIN 2012). Dadurch kann das Spiel im Slot nochmals größer und die Umsetzung der gewünschten Drehung weiter vermindert werden (Tepedino et al. 2020). Für eine präzise Behandlung ist es also notwendig die Summe aller Drehwinkelverluste möglichst gering zu halten. Dies kann durch das neuartige V-Slot Bracket mit dem komplementären V-Bogen sehr gut erreicht werden.

### 5.2.2 Gleitwiderstand

Die in Kapitel 5.2.1 aufgezeigte Spielfreiheit gilt durch das Schwalbenschwanzprinzip des V-Slot Brackets beim Einsatz eines V-Bogens nicht nur für Drehungen. Ebenso ist dies gültig, wenn die V-Bögen außerhalb des Bracket-Körpers lateral ausgelenkt werden. Das geschieht im hier betrachteten Fall an den Bogenenden und entlang der  $y$ -Achse. Die durchgeführten Simulationen zeigten, dass die V-Bögen bereits bei einer Auslenkung  $a < 0,5 \text{ mm}$  die Kanten der Flügel des V-Slot Brackets berührten. Des Weiteren ließ sich erkennen, dass die Flügel der Brackets der Auslenkung der Bögen bis zu einer gewissen eigenen Auslenkung elastisch folgen. Durch diese Verformung der Bracket-Flügel wurde der Kontaktwinkel zwischen V-Bogen und V-Slot Bracket (vgl. Kapitel 1.3.2) vergrößert. Dies umso mehr, je größer die Auslenkung ist. Da der Bogen die Verformung der Flügel ursächlich hervorruft, befindet sich sein Kontaktwinkel  $\theta$  beinahe über die komplette Strecke der Auslenkung im Bereich des kritischen Kontaktwinkels ( $\theta = \theta_c$ ). Zwar ist ein Gleiten des Bogens, bei dem nur die Oberflächenreibung  $F_R$  zwischen Slot-Boden und einer Seite des Bogens wirkt, nur bei  $\theta < \theta_c$  gegeben (Whitley und Kusy 2007a). Jedoch kann es in der klinischen Anwendung vorteilhaft sein den Kontaktwinkel bei der anfänglichen Nivellierung nur so weit zu korrigieren, bis der kritische Winkel ungefähr erreicht ist. Dadurch kann die anschließend initiierte Gleitbogenmechanik effektiver wirken, da weder der Winkel für die Fortbewegung zu klein ist noch die Bewegung durch Binding und Notching zum Erliegen kommt (Kusy und Whitley 1999a). Ein Einsatz unterhalb des kritischen Winkels ist auch hinsichtlich der mangelnden Kontrolle der Kraftübertragung nicht sinnvoll.

Bei konventionellen Brackets aus Stahl oder Keramik mit rechteckigem Slot und rechteckigen Bogen liegt der kritische Kontaktwinkel im Allgemeinen nicht höher als  $\theta_c \approx 5^\circ$ . Im Vergleich zu Zwillingbrackets weist das V-Slot Bracket aus NiTi jedoch einen geringeren kritischen Kontaktwinkel von  $\theta_c \approx 0,97^\circ$  auf. Dieser berechnet sich nach Gleichung (12) mit der Ausdehnung des Bracket-Slots mesial-distal  $w = 2,429 \text{ mm}$ , der Breite des Bogens  $d = 0,563 \text{ mm}$  und der Breite des Slots  $s = 0,604 \text{ mm}$ . Dieser wird durch die Verformung der Flügel (siehe Abbildung 60) bei einer freien Weglänge von  $8 \text{ mm}$  mit einer Änderung von  $\Delta\theta_c = 1,74^\circ$  (Tabelle 17) für den Bogen aus NiTi M1 insgesamt beinahe verdreifacht ( $\theta_{\text{verformt}} = \theta_{\text{unverformt}} + \Delta\theta$ ). Bei einer freien Weglänge von  $13 \text{ mm}$  ist der kritische Kontaktwinkel mit der Änderung um  $\Delta\theta_c = 1,15^\circ$  (Tabelle 18) für den Bogen aus NiTi M1 mehr als doppelt so hoch als der ursprüngliche Kontaktwinkel.

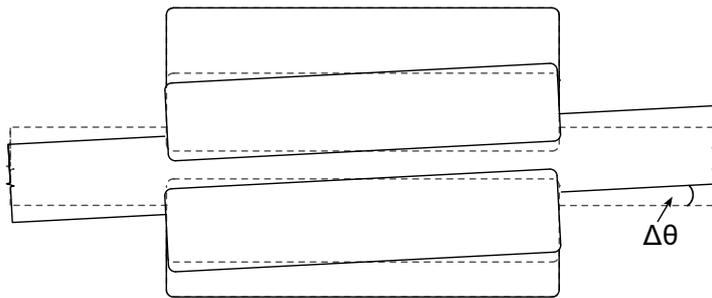


Abbildung 60: Schema zur Verformung des Bracket-slots. Die Verformung selbst ist zur Verdeutlichung überhöht dargestellt. Das unverformte Bracket ist mit gestrichelten, das verformte Bracket mit durchgezogenen Linien gezeigt. Durch die Verformung wird der sehr geringe Winkel des Spiels, d.h. der kritische Winkel  $\theta_c$  um  $\Delta\theta$  erhöht.

Die Erhöhung des Kontaktwinkels hängt von der Auslenkung ab, ist wohl aber begrenzt, worauf auch der Verlauf der Kurve in Abbildung 52 hinweist. Dennoch kann das superelastische V-Slot Bracket über eine große Auslenkungsstrecke im empfohlenen Bereich nahe dem kritischen Kontaktwinkel arbeiten. Der Beginn des Binding wird also zu höheren Kontaktwinkeln verschoben. Dadurch geht keine Wegstrecke durch Spiel im Slot verloren und das Bracket kann effektiv in der Gleitmechanik fortbewegt werden. Bei allen Ergebnissen der FE-Simulationen ergeben sich jedoch je nach freier Weglänge ( $f_{wl}$ ) bereits ab  $0,5\text{ mm}$  ( $f_{wl}=8\text{ mm}$ ) bzw. ab  $1\text{ mm}$  ( $f_{wl}=13\text{ mm}$ ) Auslenkung Normalkräfte für das Binding  $F_{Bi}$  von über  $0,5\text{ N}$ . Dieses Verhalten des Brackets kann die Behandlung insofern vereinfachen, dass die Einstellung des korrekten Kontaktwinkels gar nicht beachtet werden muss. Hingegen treten verhältnismäßig schnell Bindingkräfte an den Kanten des Bracket-Slots auf. Durch einen Einsatz superelastischer NiTi Bögen, wird das Binding jedoch dennoch nicht zu einem Stoppen der Bewegung führen. Auch ist es möglich, dass durch die Flexibilität der Flügel evtl. auftretende Fertigungstoleranzen eine geringere Auswirkung auf das Binding  $F_{Bi}$  haben.

Im Gegensatz dazu ist bei konventionellen Brackets mit rechteckigem Slot und rechteckigem Bogen bei der Behandlung ein größerer Spielraum zum Einstellen des Kontaktwinkels vorhanden. Jedoch kann nur schwer abgeschätzt werden, wie groß dieser Spielraum tatsächlich ist. Wie zuvor scheint ein derartiges Bracket also eine geringere Präzision in der Behandlung aufzuweisen. Bei den Kräften, die an den Kanten auftreten, werden schon bei geringen Auslenkungen von  $a=0,5\text{ mm}$   $1\text{ N}$  bzw.  $2\text{ N}$  an Bindingkraft  $F_{Bi}$  überschritten. Die maximalen Bindingkräfte sind nochmals höher und liegen bei einer Auslenkung von  $a=2,0\text{ mm}$  beinahe doppelt so hoch wie im V-Bracket-System. Im Gegensatz dazu bleibt der kritische Kontaktwinkel sogar bei steigender Auslenkung relativ konstant und bewegt sich um  $\Delta\theta_c \approx 0,50^\circ$ . Die Flügel des Zwillingbrackets verformen sich praktisch nicht und können somit ab einer bestimmten Auslenkung den Anstieg der Reibung durch Binding nicht mehr verhindern. Dies ist zwar wahrscheinlich auch bei V-Slot Brackets im Zusammenspiel mit dem V-Bogen der Fall, jedoch, nach den Ergebnissen der FEA zu urteilen, erst bei sehr großen Auslenkungen.

Soll mit Zwillingsbrackets eine Translation, d.h. körperliche Bewegung, eines Zahnes durchgeführt werden, so müssen Kräfte und Momente aufeinander abgestimmt sein. Durch das Spiel des Bogens im Slot ist dies jedoch oft nur unpräzise möglich. Da außerdem die Bewegung eines Zahnes entlang des Bogens in der „straight-wire“ Technik eine Kombination von kippender und aufrichtender Zahnbewegung ist beeinflussen die an den Kanten des Brackets auftretenden Kräfte die resultierende Zahnbewegung. Durch das vorhandene Spiel ist jedoch nicht genau bekannt, zu welchem Zeitpunkt und mit welcher Amplitude diese Kräfte auftreten. Dieses Spiel im Slot kann auch anhand der, in den FE-Simulationen, berechneten Kraftwerte, die sich je nach Seite des Brackets um das Zwei- bis Dreifache unterschieden, nachgewiesen werden. Das heißt, dass die Kräfte am okklusalen Flügel tendenziell höher als am gingivalen Flügel waren. Zunächst ist diese Asymmetrie durch die Startposition des Bogens auf der Höhe der gingivalen Slot-Wand zurückzuführen. Dies ist ein Extremfall, der klinisch nicht immer zu erwarten ist. Das Spiel ist jedoch dennoch zwischen Slot und Bogen vorhanden und wird sich gegebenenfalls bei einer anderen Ausrichtung des Bogens zu Beginn nur in die eine oder andere Richtung verschieben. Durch die Vermeidung von Spiel beim V-Slot Bracket, was auch durch den kleinen kritischen Kontaktwinkel sichtbar wird, kann dagegen eine Verformung des Bogens sehr schnell in eine Bewegung des Zahnes umgesetzt werden. So führt bei dem V-Slot Bracket bereits eine Auslenkung von  $a=0,5\text{ mm}$  zu einer biologisch relevanten Kraftübertragung auf das Bracket. Auch beim Zwillingsbracket werden Kräfte übertragen. Jedoch sind diese beinahe drei bis viermal so groß, was für eine biologisch gut verträgliche Kraft zu hoch ist (Faltin et al. 1998; Li et al. 2011; Paetyangkul et al. 2011; Schwarz 1932).

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass auch bei dem V-Slot-Bracket und -Bogen System die Höhe der beim Binding auftretenden Kraft  $F_{Bi}$  abhängig von der freien Weglänge ist. Wie für rechteckige Bögen in rechteckigen Slots steigt  $F_{Bi}$ , wenn die freie Weglänge sinkt (Kusy und Whitley 2000).

Durch das V-Slot Bracket ist eine bessere und gezieltere Drehmomentübertragung im Vergleich zu konventionellen Brackets möglich. Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus dem besseren Reibungsverhalten und dem durch die Elastizität der Flügel reduzierten Binding zwischen V-Slot Bracket und V-Bogen. Dies führt klinisch zu einer effektiven und effizienten Nivellierung und Zahnbewegung am Bogen. Die Gleitbogenmechanik kann mit dem V-Slot Bracket im Zusammenspiel mit dem V-Bogen wirkungsvoll umgesetzt werden.

### 5.3 Ausblick

Die umfangreichen Ergebnisse zeigen die biomechanischen Eigenschaften von Bracketsystemen auf und können einen wichtigen Beitrag zur Weiterentwicklung neuer Systeme, wie dem elastischen V-Slot Bracket leisten.

Trotzdem sollen in Zukunft einige Verbesserungen in den entwickelten KFO-Kausimulator, sowie in die Beschreibung der Biomechanik des V-Slot Brackets, einfließen. Dazu ist zunächst die Optimierung der Exzentrerscheibenform zu nennen. Eine unrunde Form statt eines Kreises würde die Geschwindigkeitsverteilung an bzw. zwischen den Umkehrpunkten weiter verbessern. Des Weiteren könnte eine zweite Belastungsachse in das Konstrukt mit eingebracht werden, um multiaxiale Belastungen nachvollziehen zu können, wie sie unter Umständen auch bei in-vivo Belastungen des Brackets selbst auftreten. Diese Detailverbesserungen bringen die Messungen zwar etwas näher an die realen Belastungsbedingungen, ändern jedoch nichts an den grundlegenden Aussagen dieser Arbeit.

Eine wichtige Erweiterung der Lebensdaueruntersuchungen wäre die Einführung einer direkten Messung der Dehnung der belasteten Brackets im Kausimulator. Damit könnten direkt die von den Brackets erfahrenen Dehnungen mit der Zyklenzahl bis zum Bruch korreliert werden. Eine Messung über direkten physischen Kontakt, wie z.B. bei Dehnungsmessstreifen erscheint jedoch unpraktikabel. Daher wäre eine berührungslose Messung vorzuziehen. Dies könnte beispielsweise mit Hilfe der digitalen Bildkorrelation / optischen Dehnfeldanalyse geschehen. Dabei werden Verzerrungen über stochastische Muster, die auf dem Untersuchungsgegenstand aufgebracht sind, aufgenommen und ausgewertet. Mit dieser Analysetechnik könnten weitergehende Aussagen über das Dehnungsverhalten der Brackets während der Belastung getroffen und mit den Ergebnissen der Finite Elemente Analysen verglichen werden. Zuletzt ist das Steuerprogramm auch noch erweiterbar und könnte auf eine andere Architektur umgestellt werden (Queued Message Handler), um die Bedienung noch flexibler und performanter zu gestalten.

Neben den gerätetechnischen Gestaltungsmöglichkeit erlauben die Ergebnisse der Finite Elemente Analysen der Brackets einige mögliche Anpassungen in der Zukunft. Da die Ergebnisse zeigten, dass das am V-Slot Bracket durch den V-Bogen übertragene Drehmoment durch die Geometrie des Bogens begrenzt zu sein scheint, sollte diese Abhängigkeit genauer untersucht werden. So sind Untersuchungen und FE-Analysen zur Drehmomentübertragung mit V-Bögen verschiedener Höhen durchzuführen und mit experimentellen Daten zu belegen. Damit ist es möglich die Biomechanik des V-Slot Bracket Systems genau auf die Anforderungen aus der Praxis anzupassen.

Wie die Ergebnisse der Lebensdaueruntersuchungen, sowie der FEA zeigten ist das V-Slot Bracket durch die Verwendung des superelastischen NiTi stark verformbar. Dies kann sowohl durch Belastungen innerhalb des Brackets, z.B. durch einen Bogen, als auch außerhalb des Brackets, z.B. durch Kaudruck hervorgerufen werden. Durch die Verformung ändern sich jedoch die Kraft- und Momentsysteme innerhalb des Brackets in gewissen Grenzen. Es kann davon ausgegangen werden, dass durch die Mastikation, die Kräfte und Momente mehr oder weniger zyklisch schwanken. Wie aus der Forschung zur Mechanobiologie der kieferorthopädischen Zahnbewegung (Sun et al. 2021) bekannt kann eine zyklische Belastung der Zahnbewegung förderlich sein (Tantilertanant et al. 2019), in dem sie beispielsweise die Autophagie (Nakamura et al. 1984) induziert (Chen et al. 2015; Xu et al. 2014). Daraus ergeben sich interessante Fragestellungen zum Einfluss der Verformbarkeit des V-Slot Brackets auf die Geschwindigkeit der kieferorthopädischen Zahnbewegung die in Zukunft näher beleuchtet werden sollten.

Zuletzt scheint es noch sinnvoll die Ergebnisse der Finite Elemente Analysen bezüglich der Bindingkräfte mit Laborversuchen zu bestätigen. Dies erlaubt es das Bracket-Verhalten im Verhältnis zu konventionellen Brackets einzuordnen.

## 6. Zusammenfassung

Im ersten Teil der Dissertation wurden Ermüdungsversuche eines neuen Brackets aus NiTi (V-Slot Bracket, redsystem GmbH, München, Deutschland) durchgeführt, um dessen Lebensdauer zu untersuchen. Zu diesem Zweck wurde zunächst ein kieferorthopädischer Kausimulator entwickelt, der in der Lage ist Ermüdungsversuche an Brackets durchzuführen. Dabei sorgt eine Antriebseinheit für die vertikale Bewegung eines Druckstempels, der eine wiederholte Belastung auf die Proben (V-Slot Brackets) aufbringt. Die Amplitude der Belastung kann über den Umkehrpunkt des Druckstempels eingestellt werden. Eine Kraftmessdose nimmt dabei die wirkenden Kräfte kontinuierlich auf. Diese werden dann innerhalb des Steuerprogramms aufgezeichnet, das auch zur Steuerung des Kausimulators dient. Zusätzlich zur Untersuchung der Lebensdauer mit dem Kausimulator wurde eine mechanische Beschreibung des Bracket-Flügels zur Abschätzung der vorliegenden Durchbiegungen durchgeführt. Auch war es möglich eine verbesserte Form eines Bracket-Flügels mechanisch zu beschreiben.

Im zweiten Teil der Dissertation wurden CAD-Modelle der V-Slot Brackets mit V-Bögen aus NiTi in ein FEM-Modell implementiert und mit den Ergebnissen der Ermüdungsversuche verglichen. Primär wurde das Ausgangsmodell des V-Slot Brackets mit eingesetztem Bogen bei okklusaler Krafteinwirkung untersucht. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Form und Größe

des Bogens einen erheblichen Einfluss auf die am Bracket entstehenden Spannungen und Dehnungen hat. Gleichzeitig wurde sichtbar, dass sich die Spannungen und Dehnungen im Bereich der Festkörpergelenke, sowie den Übergängen zwischen Slot und Flügel und an den Radien des Fensters des Brackets nahe des Slot-Bodens konzentrierten. Darauffolgend wurden Parameterstudien durchgeführt, bei denen die Breite des okklusalen Flügels auf Höhe des Festkörpergelenks, die Breite des Fensters und dessen Radien variiert wurden. Die Parameterkombinationen mit den niedrigsten Vergleichsspannungen wurden ausgewählt und seitens des Herstellers in reale Werkstücke umgesetzt. Die Parameterstudien und die Umsetzung in Werkstücke wurden sowohl mit der ursprünglichen Form als auch mit den weiteren Iterationen des Brackets durchgeführt. Diese Werkstücke wurden schließlich mit Hilfe des Kausimulators auf ihre Dauerfestigkeit untersucht. Dazu wurden verschiedene Belastungsamplituden auf jeweils vier Brackets mit eingesetztem Bogen aufgebracht. Anschließend wurden die Zyklen bis zum Versagen des Brackets gemessen. Aus diesen Messungen ergaben sich für die Form des Ausgangsbrackets eher geringe Dauerfestigkeiten bei moderaten Belastungen. Im Gegensatz dazu konnten für die neue, iterativ verbesserte Flügel-Geometrie bei Kräften von ca. 46 N Dauerläufer mit 50.000 Zyklen erreicht werden. Diese Zyklenzahl wurde als ausreichend für die Dauer einer kieferorthopädischen Behandlung angenommen.

Nach der FE-Simulation der Effekte der Kaubewegung, der Iteration der Bracket-Typen des V-Slot Brackets aus NiTi und Umsetzung in Bauteile mit anschließender Überprüfung im Kausimulator, erfolgte im dritten Teil der Dissertation die biomechanische Validierung des V-Slot Brackets und V-Bogens aus NiTi im Vergleich zu konventionellen Zwillingbrackets mit rechtwinkligem Slot und Bogen aus Stahl. Hierzu wurden FE-Simulationen zur Torsion und Reibungswiderstand durchgeführt und die Kraft und Momentübertragung dargestellt. Hierfür wurde ein CAD-Modell der aktualisierten Bracket-Geometrie und der aktuellen Revision des V-Bogens verwendet. Als Material wurde für die V-Slot Brackets und die zugehörigen V-Bögen NiTi gewählt. Zunächst wurde die Auswirkung einer Torsion des Bogens im Slot betrachtet. Als Ergebnisse wurden die auftretenden Kräfte an den Flügeln und die erzeugten Drehmomente ausgewertet. Dabei zeigte sich ein schnelles Einsetzen der Drehmomentübertragung schon bei geringen Torsionen. Des Weiteren ergaben die Simulationen, dass durch die Form des Bogens und die Flexibilität der Bracket-Flügel das maximal übertragbare Drehmoment bei ca. 7 Nmm begrenzt ist. Simulierte konventionelle Zwillingbrackets mit rechtwinkligem Slot und Bögen zeigen dagegen im Vergleich zum V-Slot Bracket und Bogen ein späteres Einsetzen der Drehmomentübertragung und deutlich höhere erzeugte Drehmomente. Zusätzlich besteht keine Drehmomentbegrenzung.

In ähnlicher Weise wurden Simulationen durchgeführt bei der der Bogen außerhalb des Brackets an seinen Enden in gegenläufige Richtungen ausgelenkt wurde. Die Materialien dieser Untersuchung waren dieselben wie für die vorangegangenen Analysen. Ausgewertet wurden die Kräfte an den Kanten der beiden Flügel, sowie der Winkel, um den sich der Bogen im Slot maximal bewegen konnte. Dabei zeigte sich, dass das V-Slot Bracket eine schnelle Kraftübertragung aufweist und sich wegen des elastischen Materials bei der Auslenkung des Bogens mitverformt. Dadurch konnte der Bereich der effektiven Kraftübertragung vergrößert werden, was zu einer präziseren und kontrollierbareren Zahnbewegung führt. Im Gegensatz dazu wies das simulierte Zwilling Bracket mit den verwendeten rechteckigen Bögen zum Teil wesentlich höhere Kräfte an den Flügelkanten auf. Zudem musste hier erst ein gewisses Spiel überwunden werden, um Kräfte übertragen zu können. Damit sind konventionelle Bracket-Systeme deutlich unpräziser in der Übertragung von Kräften und Momenten im Vergleich zum V-Slot-Bracket und Bogen.

Insgesamt erlaubte das V-Slot Bracket mit dem V-Bogen eine präzisere Kontrolle der Kräfte und Momente bei jedoch geringeren Kraft- und Momentamplituden. Bei Zwilling Brackets mit rechteckigen Bögen ist die Kraft und das Moment nicht kontrollierbar und durch das Spiel im Slot ist mit Ungenauigkeiten in der Behandlung zu rechnen.

## 7. Literaturverzeichnis

- Adler P, Frei R, Kimiecik M, Briant P, James B, Liu C (2018). Effects of Tube Processing on the Fatigue Life of Nitinol. *Shape Memory and Superelasticity*; 4(1):197-217.
- Alazzawi S, Filip P (2019). Modeling the transient behavior of the NiTi shape memory actuator using finite element analysis: Parametric study of the rate effects. *Results in Materials*; 1:100015.
- Alemzadeh K, Jones SB, Davies M, West N (2021). Development of a Chewing Robot With Built-in Humanoid Jaws to Simulate Mastication to Quantify Robotic Agents Release From Chewing Gums Compared to Human Participants. *IEEE Trans Biomed Eng*; 68(2):492-504.
- Alipour S, Taromian F, Ghomi ER, Zare M, Singh S, Ramakrishna S (2022). Nitinol: From historical milestones to functional properties and biomedical applications. *Proc Inst Mech Eng H*; 10.1177/09544119221123176:9544119221123176.
- Allegretti D, Berti F, Migliavacca F, Pennati G, Petrini L (2018). Fatigue Assessment of Nickel–Titanium Peripheral Stents: Comparison of Multi-Axial Fatigue Models. *Shape Memory and Superelasticity*; 4(1):186-196.
- Andrews LF (1989). *Straight Wire: The Concept and Appliance*. L.A. Wells.
- Archambault A, Lacoursiere R, Badawi H, Major PW, Carey J, Flores-Mir C (2010). Torque expression in stainless steel orthodontic brackets. A systematic review. *Angle Orthod*; 80(1):201-10.
- Arghavani J, Auricchio F, Naghdabadi R, Reali A, Sohrabpour S (2010a). A 3D finite strain phenomenological constitutive model for shape memory alloys considering martensite reorientation. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*; 22(5):345-362.
- Arghavani J, Auricchio F, Naghdabadi R, Reali A, Sohrabpour S (2010b). A 3-D phenomenological constitutive model for shape memory alloys under multiaxial loadings. *International Journal of Plasticity*; 26(7):976-991.
- Arghavani J, Auricchio F, Naghdabadi R, Reali A (2011). An improved, fully symmetric, finite-strain phenomenological constitutive model for shape memory alloys. *Finite Elements in Analysis and Design*; 47(2):166-174.
- Articolo LC, Kusy RP (1999). Influence of angulation on the resistance to sliding in fixed appliances. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 115(1):39-51.
- Auricchio F, Petrini L (2004). A three-dimensional model describing stress-temperature induced solid phase transformations: solution algorithm and boundary value problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*; 61(6):807-836.
- Auricchio F, Bonetti E (2013). A new "flexible" 3D macroscopic model for shape memory alloys. *Discrete & Continuous Dynamical Systems - S*; 6(2):277-291.
- Auricchio F, Scalet G, Urbano M (2014). A Numerical/Experimental Study of Nitinol Actuator Springs. *Journal of Materials Engineering and Performance*; 23(7):2420-2428.
- Auricchio F, Boatti E, Reali A, Stefanelli U (2016). Gradient structures for the thermomechanics of shape-memory materials. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*; 299:440-469.
- Bender B, Göhlich D (2020). *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen*. 26. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.

- Bo Z, Lagoudas DC (1999). Thermomechanical modeling of polycrystalline SMAs under cyclic loading, Part I: theoretical derivations. *International Journal of Engineering Science*; 37(9):1089-1140.
- Buehler WJ, Gilfrich JV, Wiley RC (1963). Effect of Low-Temperature Phase Changes on the Mechanical Properties of Alloys near Composition TiNi. *Journal of Applied Physics*; 34(5):1475-1477.
- Burrow SJ (2009). Friction and resistance to sliding in orthodontics: a critical review. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 135(4):442-7.
- Burstone CJ, Pryputniewicz RJ (1980). Holographic determination of centers of rotation produced by orthodontic forces. *Am J Orthod*; 77(4):396-409.
- Burstone CJ (1982). The segmented arch approach to space closure. *Am J Orthod*; 82(5):361-78.
- Casa MA, Faltin RM, Faltin K, Sander FG, Arana-Chavez VE (2001). Root resorptions in upper first premolars after application of continuous torque moment. Intra-individual study. *J Orofac Orthop*; 62(4):285-95.
- Chen H, Chen L, Cheng B, Jiang C (2015). Cyclic mechanical stretching induces autophagic cell death in tenofibroblasts through activation of prostaglandin E2 production. *Cell Physiol Biochem*; 36(1):24-33.
- Chen Y, Molnárová O, Tyc O, Kadeřávek L, Heller L, Šittner P (2019). Recoverability of large strains and deformation twinning in martensite during tensile deformation of NiTi shape memory alloy polycrystals. *Acta Materialia*; 180:243-259.
- Choi JW, Kim SY, Bae JH, Bae EB, Huh JB (2017). In vitro study of the fracture resistance of monolithic lithium disilicate, monolithic zirconia, and lithium disilicate pressed on zirconia for three-unit fixed dental prostheses. *J Adv Prosthodont*; 9(4):244-251.
- Citarella R, Ferraiuolo M, Perrella M, Giannella V (2022). Thermostructural Numerical Analysis of the Thrust Chamber of a Liquid Propellant Rocket Engine. *Materials (Basel)*; 15(15):5427.
- Czichos H (2020a). Overview of Tribology. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.*] 5. Springer-Verlag; S. 3-30.
- Czichos H (2020b). Reibung. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.*] 5. Springer-Verlag; S. 121-154.
- Czichos H, Santner E (2020). Tribologische Beanspruchung. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik.*] 5. Springer-Verlag; S. 57-120.
- Dagkolu A, Gokdag I, Yilmaz O (2021). Design and additive manufacturing of a fatigue-critical aerospace part using topology optimization and L-PBF process. *Procedia Manufacturing*; 54:238-243.
- Daratsianos N, Jager A, Eliades T, Bourauel C (2012). In vitro cyclic shear fatigue of the bracket-adhesive complex: a pilot study. *J Orofac Orthop*; 73(2):138-50.
- Dermaut LR, Kleutghen JP, De Clerck HJ (1986). Experimental determination of the center of resistance of the upper first molar in a macerated, dry human skull submitted to horizontal headgear traction. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 90(1):29-36.
- Deters L, Bartel D (2020). Gleitlagerungen. In: Bender B, Göhlich D (Hrsg.). *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen.*] 26. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg; S. 331-358.

- DIN (2012). Zahnheilkunde - Maße für Drähte und Befestigungselemente für kieferorthopädische Anwendungen (DIN 13996:2012-08). 10.31030/1888741.
- Duerig TW, Zadno R (1990). An Engineer's Perspective of Pseudoelasticity. In: Duerig TW, Melton KN, Stöckel D, Wayman CM (Hrsg.). Engineering Aspects of Shape Memory Alloys.]: Butterworth-Heinemann; S. 369-393.
- Eichenberg T (Erfinder); Eichenberg, Tena (Einreicher). Self-ligating bracket (EP2459105).
- Elibol C, Wagner MFX (2015). Strain rate effects on the localization of the stress-induced martensitic transformation in pseudoelastic NiTi under uniaxial tension, compression and compression–shear. *Materials Science and Engineering: A*; 643:194-202.
- Ewing JA, Humfrey JCW (1997). VI. The fracture of metals under repeated alternations of stress. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character*; 200(321-330):241-250.
- Faltin RM, Arana-Chavez VE, Faltin K, Sander F-G, Wichelhaus A (1998). Root resorptions in upper first premolars after application of continuous intrusive forces. *Journal of Orofacial Orthopedics / Fortschritte der Kieferorthopädie*; 59(4):208-219.
- Feynman RP, Leighton RB, Sands M (2015). *Mechanik*. [Feynman-Vorlesungen über Physik Berlin, München, Boston: De Gruyter.
- Fischer FD, Oberaigner ER, Tanaka K, Nishimura F (1998). Transformation induced plasticity revised an updated formulation. *International Journal of Solids and Structures*; 35(18):2209-2227.
- Fontijn-Tekamp FA, Slagter AP, Van Der Bilt A, Van THMA, Witter DJ, Kalk W, Jansen JA (2000). Biting and chewing in overdentures, full dentures, and natural dentitions. *J Dent Res*; 79(7):1519-24.
- Frenzel J (2020). On the Importance of Structural and Functional Fatigue in Shape Memory Technology. *Shape Memory and Superelasticity*; 6(2):213-222.
- Gebhardt C (2018). *Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench: Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. 3. Carl Hanser Verlag München.
- Geramy A (2000). Alveolar bone resorption and the center of resistance modification (3-D analysis by means of the finite element method). *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 117(4):399-405.
- Gibbs CH, Anusavice KJ, Young HM, Jones JS, Esquivel-Upshaw JF (2002). Maximum clenching force of patients with moderate loss of posterior tooth support: a pilot study. *J Prosthet Dent*; 88(5):498-502.
- Glodež S, Aberšek B (2020). *The Life of Cracks: Theory and Application*. Cambridge Scholars Publisher.
- Gmyrek H, Bourauel C, Richter G, Harzer W (2002). Torque capacity of metal and plastic brackets with reference to materials, application, technology and biomechanics. *J Orofac Orthop*; 63(2):113-28.
- Gross D, Hauger W, Schröder J, Wall WA (2021). *Technische Mechanik 2*. 14. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- Gross D, Ehlers W, Wriggers P, Schröder J, Müller R (2022). *Formeln und Aufgaben zur Technischen Mechanik 2*. 13. Berlin: Springer Vieweg.

- Haibach E (2006). Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. 3. Springer Berlin Heidelberg.
- Harvey NM, Yakubov GE, Stokes JR, Klein J (2011). Normal and shear forces between surfaces bearing porcine gastric mucin, a high-molecular-weight glycoprotein. *Biomacromolecules*; 12(4):1041-50.
- Hashimoto Y, Sugimoto K, Tanaka Y, Oki K, Minagi S (2017). A new occlusal surface design for artificial posterior teeth to achieve high masticatory performance. *J Prosthodont Res*; 61(2):193-201.
- Hornbogen E, Eggeler G (2004). Surface Aspects in Fatigue of Shape Memory Alloys (SMA). *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*; 35(5):255-259.
- Hornbogen E, Eggeler G, Werner E (2012). Werkstoffe. [Springer-Lehrbuch10. Springer, Berlin, Heidelberg.
- Jungnickel U (2004). Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen. [Dr.-Ing.] Darmstadt: Fachbereich 18 - Elektrotechnik und Informationstechnik, Technischen Universität Darmstadt.
- Kamegai T, Tatsuki T, Nagano H, Mitsuhashi H, Kumeta J, Tatsuki Y, Kamegai T, Inaba D (2005). A determination of bite force in northern Japanese children. *Eur J Orthod*; 27(1):53-7.
- Kessler A, Kapor S, Erdelt K, Hickel R, Edelhoff D, Syrek A, Guth JF, Kuhnisch J (2021). Two-body wear and fracture behaviour of an experimental paediatric composite crown in comparison to zirconia and stainless steel crowns dependent on the cementation mode. *Dent Mater*; 37(2):264-271.
- Kim B (2015). Finite element modeling and parametric study of an automotive V-belt pulley for durability improvement. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*; 16(7):1517-1524.
- Kist S, Stawarczyk B, Kollmuss M, Hickel R, Huth KC (2019). Fracture load and chewing simulation of zirconia and stainless-steel crowns for primary molars. *Eur J Oral Sci*; 127(4):369-375.
- Kusy RP, Whitley JQ (1990). Effects of surface roughness on the coefficients of friction in model orthodontic systems. *J Biomech*; 23(9):913-25.
- Kusy RP, Whitley JQ (1997). Friction between different wire-bracket configurations and materials. *Semin Orthod*; 3(3):166-77.
- Kusy RP, Whitley JQ, Ambrose WW, Newman JG (1998). Evaluation of titanium brackets for orthodontic treatment: part I. The passive configuration. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 114(5):558-72.
- Kusy RP, Whitley JQ (1999a). Assessment of second-order clearances between orthodontic archwires and bracket slots via the critical contact angle for binding. *Angle Orthod*; 69(1):71-80.
- Kusy RP, Whitley JQ (1999b). Influence of archwire and bracket dimensions on sliding mechanics: derivations and determinations of the critical contact angles for binding. *Eur J Orthod*; 21(2):199-208.
- Kusy RP (2000). Ongoing innovations in biomechanics and materials for the new millennium. *Angle Orthod*; 70(5):366-76.

- Kusy RP, O'Grady P W (2000). Evaluation of titanium brackets for orthodontic treatment: Part II--The active configuration. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 118(6):675-84.
- Kusy RP, Whitley JQ (2000). Resistance to sliding of orthodontic appliances in the dry and wet states: influence of archwire alloy, interbracket distance, and bracket engagement. *J Biomed Mater Res*; 52(4):797-811.
- Li H, Stocker T, Bamidis EP, Sabbagh H, Baumert U, Mertmann M, Wichelhaus A (2021). Effect of different media on frictional forces between tribological systems made from self-ligating brackets in combination with different stainless steel wire dimensions. *Dent Mater J*; 40(5):1250-1256.
- Li Y, Zheng W, Liu JS, Wang J, Yang P, Li ML, Zhao ZH (2011). Expression of osteoclastogenesis inducers in a tissue model of periodontal ligament under compression. *J Dent Res*; 90(1):115-20.
- Linß S, Zentner L (2013). Einfluss der Festkörpergelenkkontur auf die Bewegungsgenauigkeit und die Gestaltfestigkeit nachgiebiger Koppelmechanismen [10. Kolloquium Getriebetechnik, Ilmenau.
- Linß S (2015). Ein Beitrag zur geometrischen Gestaltung und Optimierung prismatischer Festkörpergelenke in nachgiebigen Koppelmechanismen.
- Ma L, Gaisinskaya-Kipnis A, Kampf N, Klein J (2015). Origins of hydration lubrication. *Nat Commun*; 6:6060.
- Madenci E, Guven I (2015). *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS®*. 2. Springer New York Heidelberg Dordrecht London: Springer International Publishing.
- Marketz F, Fischer FD (1995). A mesoscale study on the thermodynamic effect of stress on martensitic transformation. *Metallurgical and Materials Transactions A*; 26(2):267-278.
- Martin D (2023). Experimenteller Vergleich des Materialverhaltens kommerzieller Nickel-Titan-Drähte mit „Gummetal“. [Dr. med. dent] München: Medizinische Fakultät, Ludwig-Maximilians-Universität München.
- Meling TR, Odegaard J, Seqner D (1998). On bracket slot height: a methodologic study. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 113(4):387-93.
- Meschede D (2015). *Gerthsen Physik*. [Springer-Lehrbuch25. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Michailova M, Elsayed A, Fabel G, Edelhoff D, Zylla IM, Stawarczyk B (2020). Comparison between novel strength-gradient and color-gradient multilayered zirconia using conventional and high-speed sintering. *J Mech Behav Biomed Mater*; 111:103977.
- Miyazaki S (1990). Thermal and Stress Cycling Effects and Fatigue Properties of Ni-Ti Alloys. In: Duerig TW, Melton KN, Stöckel D, Wayman CM (Hrsg.). *Engineering Aspects of Shape Memory Alloys*.]: Butterworth-Heinemann; S. 394-413.
- Moosa E (2012). On The Introduction of return Mapping Schemes in Elasto-Plastic Finite Element Simulations for Isotropic and Kinematic Hardening. *i-manager's Journal on Mechanical Engineering*; 3:17-29.
- Mughrabi H (2010). Fatigue, an everlasting materials problem - still en vogue. *Procedia Engineering*; 2(1):3-26.
- Munro RG (2002). *Elastic Moduli Data for Polycrystalline Ceramics*. NISTIR 6853, National Institute of Standards and Technology.

- Nakamura Y, Hirashita A, Kuwabara Y (1984). The localization of acid phosphatase activity in osteoblasts incident to experimental tooth movement. *Acta Histochemica et Cytochemica*; 17(5):571-582.
- Nasdala L (2015). *FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik*. 3. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- Nyashin Y, Nyashin M, Osipenko M, Lokhov V, Dubinin A, Rammerstorfer F, Zhurov A (2016). Centre of resistance and centre of rotation of a tooth: experimental determination, computer simulation and the effect of tissue nonlinearity. *Comput Methods Biomech Biomed Engin*; 19(3):229-239.
- Osipenko MA, Nyashin MY, Nyashin YI (1999). Centre of resistance and centre of rotation of a tooth: the definitions, conditions of existence, properties. *Russian Journal of Biomechanics*; 3(1):5-15.
- Padipatvuthikul P, Mair LH (2008). Comparison of Shear Bond Strength, Fatigue Limit and Fatigue Life in resin-bonded metal to enamel bonds. *Dent Mater*; 24(5):674-80.
- Paetyangkul A, Türk T, Elekdağ-Türk S, Jones AS, Petocz P, Cheng LL, Darendeliler MA (2011). Physical properties of root cementum: Part 16. Comparisons of root resorption and resorption craters after the application of light and heavy continuous and controlled orthodontic forces for 4, 8, and 12 weeks. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 139(3):e279-e284.
- Pedersen E, Andersen K, Gjessing PE (1990). Electronic determination of centres of rotation produced by orthodontic force systems. *Eur J Orthod*; 12(3):272-80.
- Pelton A, Gong X-Y, Duerig T (2003). Fatigue testing of diamond-shaped specimens. SMST-2003: Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies.
- Pelton AR, Dicello J, Miyazaki S (2009). Optimisation of processing and properties of medical grade Nitinol wire. *Minimally Invasive Therapy & Allied Technologies*; 9(2):107-118.
- Plietsch R (1997). Strength differential effect in pseudoelastic NiTi shape memory alloys. *Acta Materialia*; 45(6):2417-2424.
- Popov VL (2015). *Kontaktmechanik und Reibung: von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. 3. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Prechtel A, Stawarczyk B, Hickel R, Edelhoff D, Reymus M (2020). Fracture load of 3D printed PEEK inlays compared with milled ones, direct resin composite fillings, and sound teeth. *Clin Oral Investig*; 24(10):3457-3466.
- Qin W, Cong M, Liu D, Ren X (2021). A robotic chewing simulator supplying six-axis mandibular motion, high occlusal force, and a saliva environment for denture tests. *Proc Inst Mech Eng H*; 235(7):751-761.
- Rajesh RN, Girish KS, Sanjay N, Scindhia RD, Kumar SG, Rajesh S (2015). Comparison of Bond Strength of Brackets with Foil Mesh and Laser Structure Base using Light Cure Composite Resin: An in vitro Study. *J Contemp Dent Pract*; 16(12):963-70.
- Reimann S, Keilig L, Jäger A, Bourauel C (2007). Biomechanical finite-element investigation of the position of the centre of resistance of the upper incisors. *Eur J Orthod*; 29(3):219-24.

- Rohr N, Nuesch R, Greune R, Mainetti G, Karlin S, Zaugg LK, Zitzmann NU (2022). Stability of Cantilever Fixed Dental Prostheses on Zirconia Implants. *Materials (Basel)*; 15(10):3633.
- Röse A (2011). Parallelkinematische Mechanismen zum intrakorporalen Einsatz in der laparoskopischen Chirurgie. [Dr.-Ing.] Darmstadt: Fachbereich 18 - Elektrotechnik und Informationstechnik, Technischen Universität Darmstadt.
- Rösler J, Harders H, Bäker M (2019). *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. 6. Springer Vieweg.
- Rösner M (2015). Effiziente räumliche Modelle komplexer nachgiebiger Mechanismen auf Basis elastischer Festkörpergelenke. [Dr.-Ing.] Hamburg: Fakultät für Maschinenbau, Helmut-Schmidt-Universität/ Universität der Bundeswehr Hamburg.
- Sander FG, Schwenzler N, Ehrenfeld M (2011). *Kieferorthopädie*. 2. Georg Thieme Verlag KG.
- Sawaguchi TA, Kausträter G, Yawny A, Wagner M, Eggeler G (2003). Crack initiation and propagation in 50.9 at. pct Ni-Ti pseudoelastic shape-memory wires in bending-rotation fatigue. *Metallurgical and Materials Transactions A*; 34(12):2847-2860.
- Scattina A, Alovise M, Paolino DS, Pasqualini D, Scotti N, Chiandussi G, Berutti E (2015). Prediction of Cyclic Fatigue Life of Nickel-Titanium Rotary Files by Virtual Modeling and Finite Elements Analysis. *J Endod*; 41(11):1867-70.
- Schönhoff LM, Lümke N, Stawarczyk B (2019). Dynamische Werkstoffprüfung - Überblick über Maschinen und Methoden für die Prüfung dentaler Keramiken *Quintessenz, Zahntech*; 45(3):336-345.
- Schwarz AM (1932). Tissue changes incidental to orthodontic tooth movement. *International Journal of Orthodontia, Oral Surgery and Radiography*; 18(4):331-352.
- Sgambitterra E, Magarò P, Niccoli F, Furgiuele F, Maletta C (2021). Fatigue Crack Growth in Austenitic and Martensitic NiTi: Modeling and Experiments. *Shape Memory and Superelasticity*; 7(2):250-261.
- Sharma AP, Singh S, Devana SK, Chaudhary K, Pareek T, Singh SK (2022). Utility of WhatsApp in emergency urological practice: An interrater reliability study. *Indian J Urol*; 38(1):29-33.
- Shaw J (1995). Thermomechanical aspects of NiTi. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*; 43(8):1243-1281.
- Singhatanadgit W, Junkaew P, Singhatanadgid P (2016). Effect of bidirectional loading on contact and force characteristics under a newly developed masticatory simulator with a dual-direction loading system. *Dent Mater J*; 35(6):952-961.
- Smith RJ, Burstone CJ (1984). Mechanics of tooth movement. *Am J Orthod*; 85(4):294-307.
- Souza AC, Mamiya EN, Zouain N (1998). Three-dimensional model for solids undergoing stress-induced phase transformations. *European Journal of Mechanics - A/Solids*; 17(5):789-806.
- Stocker T, Li H, Bamidis EP, Baumert U, Hoffmann L, Wichelhaus A, Sabbagh H (2022). Influence of normal forces on the frictional behavior in tribological systems made of different bracket types and wire dimensions. *Dent Mater J*; 41(3):402-413.
- Sun C, Janjic Rankovic M, Folwaczny M, Otto S, Wichelhaus A, Baumert U (2021). Effect of Tension on Human Periodontal Ligament Cells: Systematic Review and Network Analysis. *Front Bioeng Biotechnol*; 9:695053.

- Sun QP, Hwang KC (1993). Micromechanics modelling for the constitutive behavior of polycrystalline shape memory alloys—I. Derivation of general relations. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*; 41(1):1-17.
- Tanne K, Koenig HA, Burstone CJ (1988). Moment to force ratios and the center of rotation. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 94(5):426-31.
- Tanne K, Nagataki T, Inoue Y, Sakuda M, Burstone CJ (1991). Patterns of initial tooth displacements associated with various root lengths and alveolar bone heights. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 100(1):66-71.
- Tantilertanant Y, Niyompanich J, Everts V, Supaphol P, Pavasant P, Sanchavanakit N (2019). Cyclic tensile force stimulates BMP9 synthesis and in vitro mineralization by human periodontal ligament cells. *J Cell Physiol*; 234(4):4528-4539.
- Tepedino M, Paiella G, Iancu Potrubacz M, Monaco A, Gatto R, Chimenti C (2020). Dimensional variability of orthodontic slots and archwires: an analysis of torque expression and clinical implications. *Prog Orthod*; 21(1):32.
- Theodorou CI, Kuijpers-Jagtman AM, Bronkhorst EM, Wagener FADTG (2019). Optimal force magnitude for bodily orthodontic tooth movement with fixed appliances: A systematic review. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 156(5):582-592.
- Tipler PA, Mosca G (2019). *Physik: für Studierende der Naturwissenschaften und Technik*. 7. Springer-Verlag.
- Tschöke H, Mollenhauer K (2020). Allgemeine Grundlagen der Kolbenmaschinen. In: Bender B, Göhlich D (Hrsg.). *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 3: Maschinen und Systeme* ]26. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg.
- Urbano MF, Cadelli A, Sczerzenie F, Luccarelli P, Beretta S, Coda A (2015). Inclusions Size-based Fatigue Life Prediction Model of NiTi Alloy for Biomedical Applications. *Shape Memory and Superelasticity*; 1(2):240-251.
- van der Bilt A (2011). Assessment of mastication with implications for oral rehabilitation: a review. *J Oral Rehabil*; 38(10):754-80.
- VDI-Zentrum-Ressourceneffizienz (o. J.). *Konstruktionsmethodik*. URL: [https://www.ressource-deutschland.de/fileadmin/user\\_upload/downloads/leitfaden-ressourceneffizienz/Konstruktionsmethodik.pdf](https://www.ressource-deutschland.de/fileadmin/user_upload/downloads/leitfaden-ressourceneffizienz/Konstruktionsmethodik.pdf)
- Viecilli RF, Budiman A, Burstone CJ (2013). Axes of resistance for tooth movement: does the center of resistance exist in 3-dimensional space? *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 143(2):163-72.
- Villwock J, Hanau A (2020). Beanspruchung stabförmiger Bauteile. In: Bender B, Göhlich D (Hrsg.). *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 1: Grundlagen und Tabellen*.] 26. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg; S. 365-413.
- Wagner MFX, Nayan N, Ramamurty U (2008). Healing of fatigue damage in NiTi shape memory alloys. *Journal of Physics D: Applied Physics*; 41(18):185408.
- Wang WN, Li CH, Chou TH, Wang DD, Lin LH, Lin CT (2004). Bond strength of various bracket base designs. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 125(1):65-70.
- Wayman CM, Duerig TW (1990). An Introduction to Martensite and Shape Memory. In: Duerig TW, Melton KN, Stöckel D, Wayman CM (Hrsg.). *Engineering Aspects of Shape Memory Alloys*.]: Butterworth-Heinemann; S. 3-20.

- Whitley JQ, Kusy RP (2007a). Resistance to sliding of titanium brackets tested against stainless steel and beta-titanium archwires with second-order angulation in the dry and wet states. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 131(3):400-11.
- Whitley JQ, Kusy RP (2007b). Influence of interbracket distances on the resistance to sliding of orthodontic appliances. *Am J Orthod Dentofacial Orthop*; 132(3):360-72.
- Wichelhaus A, Sander FG (1995). [Biomechanical testing of the new torque-segmented arch (TSA)]. *Fortschr Kieferorthop*; 56(4):224-35.
- Wichelhaus A, Sander FG, Hempowitz H (1997). The transformational behaviour of wires in the elastic and plastic range in dependence upon temperature-treatment. SMST-97: Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies, Pacific Grove, CA, USA, The International Organization on Shape Memory and Superelastic Technologies,.
- Wichelhaus A, Geserick M, Ball J (2004a). A new nickel titanium rapid maxillary expansion screw. *J Clin Orthod*; 38(12):677-80; quiz 671-2.
- Wichelhaus A, Sander C, Sander FG (2004b). Development and biomechanical investigation of a new compound palatal arch. *J Orofac Orthop*; 65(2):104-22.
- Wichelhaus A, Mertmann M (2006). SMST-2004: Orthodontic NiTi arch wires: effect of heat treatment procedures on thermomechanical properties. Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies, Baden-Baden, ASM International.
- Wichelhaus A (2013). *Kieferorthopädie, Therapie / 1 : Grundlegende Behandlungskonzepte. Bd. 1* Stuttgart: Thieme.
- Wichelhaus A (2017). A new elastic slot system and V-wire mechanics. *Angle Orthod*; 87(5):774-781.
- Wichelhaus A, Eichenberg T, Gruber P, Bamidis EP, Stocker T (2022). Friction Force Adjustment by an Innovative Covering System Applied with Superelastic NiTi Brackets and Wires-An In-Vitro Study. *Materials (Basel)*; 15(12).
- Winkeljann B, Boettcher K, Balzer BN, Lieleg O (2017). Mucin Coatings Prevent Tissue Damage at the Cornea-Contact Lens Interface. *Advanced Materials Interfaces*; 4(19):1700186.
- Xu H-g, Yu Y-f, Zheng Q, Zhang W, Wang C-d, Zhao X-y, Tong W-x, Wang H, Liu P, Zhang X-l (2014). Autophagy protects end plate chondrocytes from intermittent cyclic mechanical tension induced calcification. *Bone*; 66:232-239.
- Xu N, Dai M, Zhou X (2017). Analysis and design of symmetric notch flexure hinges. *Advances in Mechanical Engineering*; 9(11):1687814017734513.
- Yakubov GE, McColl J, Bongaerts JH, Ramsden JJ (2009). Viscous boundary lubrication of hydrophobic surfaces by mucin. *Langmuir*; 25(4):2313-21.
- Zhou X, Yu J (2022). Development and validation of a chewing robot for mimicking human food oral processing and producing food bolus. *J Texture Stud*; 53(4):419-429.
- Zienkiewicz OC, Taylor RL (2000). *The Finite Element Method - Volume 2: Solid Mechanics. [The Finite Element Method (Fifth Edition)]* Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Zufall SW, Kusy RP (2000). Sliding mechanics of coated composite wires and the development of an engineering model for binding. *Angle Orthod*; 70(1):34-47.

## **8. Danksagung**

Am Ende dieser Arbeit bedanke ich mich herzlich bei Frau Prof. Dr. med. dent. Andrea Wichelhaus für die Überlassung des Themas und die Möglichkeit, meine Dissertation in der Poliklinik für Kieferorthopädie des LMU-Klinikums im Forschungsbereich der Biomechanik durchführen zu können. Ich möchte mich hierbei für ihre gute Betreuung und ihre hilfreichen Anregungen bedanken.

Besonders bedanken möchte ich mich zudem bei Herrn Dr. Matthias Mertmann für seine stetige Hilfe, die Vermittlung seines umfangreichen maschinenbaulichen Wissens und Denkanstöße bei den Auswertungen und der Interpretation der Ergebnisse.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn PD Dr. Uwe Baumert für die nützlichen Ratschläge bei der Umsetzung der Grafiken, sowie die hilfreichen Tipps zur Literaturrecherche.

Zuletzt und ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie und Freunden bedanken für die stete Unterstützung, Aufmunterung, Motivation und Hilfe, wenn Not am Mann war.

## Anhang

Tabelle 21: Ergebnisse des ersten Optimierungsdurchgangs. Variiert wurden die Parameter Breite des Flügels unten  $b_{f,u}$ , Breite des Fensters  $b_F$ , Radius Fenster unten  $r_{F,u}$ . Als Ergebnisse wurden das Maximum der Vergleichsspannung, sowie der maximale und minimale Wert der Normalspannung ausgewertet.

Parameter-kombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichs-spannung Max.	Normalspan-nung Max.	Normalspan-nung Min.
	mm	mm	mm	MPa	MPa	MPa
0	0,176	0,8	0,1	7044,09	6406,10	-4682,10
1	0,18	0,8	0,1	6930,66	6359,66	-4486,11
2	0,2	0,8	0,1	5994,44	5479,46	-3737,98
3	0,22	0,8	0,1	5032,75	4611,08	-3989,25
4	0,24	0,8	0,1	4505,25	4113,13	-2478,83
5	0,26	0,8	0,1	3860,55	3527,98	-2335,17
6	0,28	0,8	0,1	3207,87	2917,87	-1830,64
7	0,3	0,8	0,1	2868,07	2598,27	-1454,12
8	0,32	0,8	0,1	2163,96	1950,77	-1090,17
9	0,176	1	0,1	8037,89	7290,20	-5103,30
10	0,18	1	0,1	7569,38	6976,85	-5005,28
11	0,2	1	0,1	6764,49	6108,22	-4449,63
12	0,22	1	0,1	5923,50	5436,84	-3738,26
13	0,24	1	0,1	5102,10	4673,45	-3578,64
14	0,26	1	0,1	4396,49	4027,46	-2428,24
15	0,28	1	0,1	3810,85	3506,70	-2185,02
16	0,3	1	0,1	3311,65	3023,23	-1830,11
17	0,32	1	0,1	2844,13	2551,36	-1540,87
18	0,176	1,2	0,1	8904,84	8305,70	-5887,40
19	0,18	1,2	0,1	8675,56	8006,97	-5911,16
20	0,2	1,2	0,1	7569,14	6932,90	-5099,15
21	0,22	1,2	0,1	6755,63	6227,52	-4575,47
22	0,24	1,2	0,1	5716,55	5272,62	-3986,53
23	0,26	1,2	0,1	5202,63	4792,35	-3244,09
24	0,28	1,2	0,1	4559,69	4172,51	-2782,17
25	0,3	1,2	0,1	3957,04	3623,98	-2662,50
26	0,32	1,2	0,1	3433,66	3140,81	-2066,74
27	0,176	0,8	0,2	5948,02	5103,13	-3858,86
28	0,18	0,8	0,2	5660,15	4818,04	-4574,86
29	0,2	0,8	0,2	4925,51	4200,75	-4007,21
30	0,22	0,8	0,2	4375,96	3630,27	-2935,86
31	0,24	0,8	0,2	3608,96	3102,31	-2022,36
32	0,26	0,8	0,2	3084,09	2662,04	-1706,41
33	0,28	0,8	0,2	2575,35	2221,03	-1376,36
34	0,3	0,8	0,2	2178,58	1878,03	-1159,46
35	0,32	0,8	0,2	1637,05	1376,94	-962,60
36	0,176	1	0,2	6640,73	5615,85	-4457,41
37	0,18	1	0,2	6358,47	5462,85	-5256,82
38	0,2	1	0,2	5507,32	4693,58	-4587,08

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_f$	Radius Fenster unten $r_{f,u}$	Vergleichsspannung Max.	Normalspannung Max.	Normalspannung Min.
39	0,22	1	0,2	4823,50	4136,02	-3208,89
40	0,24	1	0,2	4219,97	3643,71	-2608,36
41	0,26	1	0,2	3693,84	3158,09	-2020,60
42	0,28	1	0,2	3144,19	2736,04	-1789,49
43	0,3	1	0,2	2623,85	2266,42	-1407,00
44	0,32	1	0,2	2161,49	1843,40	-1116,56
45	0,176	1,2	0,2	7354,47	6334,81	-4974,15
46	0,18	1,2	0,2	7074,35	6072,42	-5811,76
47	0,2	1,2	0,2	6042,59	5193,97	-4704,12
48	0,22	1,2	0,2	5382,03	4653,56	-3320,30
49	0,24	1,2	0,2	4909,29	4187,85	-2785,79
50	0,26	1,2	0,2	4279,27	3660,87	-2611,52
51	0,28	1,2	0,2	3677,92	3164,06	-2219,23
52	0,3	1,2	0,2	3162,03	2736,27	-1769,10
53	0,32	1,2	0,2	2707,62	2376,71	-1497,96
54	0,176	0,8	0,3	4832,66	4545,12	-3453,19
55	0,18	0,8	0,3	4646,00	4363,19	-3210,50
56	0,2	0,8	0,3	4097,83	3632,14	-2800,62
57	0,22	0,8	0,3	3530,74	3111,14	-2225,39
58	0,24	0,8	0,3	3048,43	2593,28	-1943,32
59	0,26	0,8	0,3	2522,09	2152,96	-1819,38
60	0,28	0,8	0,3	2184,27	1762,56	-1363,68
61	0,3	0,8	0,3	1670,36	1416,07	-1094,39
62	0,32	0,8	0,3	1252,82	1054,53	-858,77
63	0,176	1	0,3	5465,83	5049,44	-3710,95
64	0,18	1	0,3	5222,51	5031,18	-3736,96
65	0,2	1	0,3	4596,30	4076,91	-3046,55
66	0,22	1	0,3	4054,96	3457,45	-2644,45
67	0,24	1	0,3	3450,11	2958,34	-2278,81
68	0,26	1	0,3	3047,86	2791,07	-1765,97
69	0,28	1	0,3	2545,09	2127,74	-1654,76
70	0,3	1	0,3	2182,00	1811,48	-1674,27
71	0,32	1	0,3	1681,21	1405,66	-1137,90
72	0,176	1,2	0,3	6137,05	5868,91	-4324,93
73	0,18	1,2	0,3	6040,09	5636,17	-4211,26
74	0,2	1,2	0,3	5112,33	4579,22	-3476,31
75	0,22	1,2	0,3	4623,45	3838,20	-2894,89
76	0,24	1,2	0,3	3920,99	3317,67	-2541,59
77	0,26	1,2	0,3	3443,77	2904,85	-2521,56
78	0,28	1,2	0,3	2970,34	2462,86	-2030,56
79	0,3	1,2	0,3	2645,25	2114,36	-1670,34
80	0,32	1,2	0,3	2189,98	1820,34	-1315,26
81	0,176	0,8	0,4	4216,34	4725,92	-3353,62
82	0,18	0,8	0,4	4127,30	4260,99	-3070,21
83	0,2	0,8	0,4	3470,23	3470,56	-2531,30
84	0,22	0,8	0,4	3110,00	3072,98	-2145,70

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichsspannung Max.	Normalspannung Max.	Normalspannung Min.
85	0,24	0,8	0,4	2569,44	2464,37	-1810,12
86	0,26	0,8	0,4	2111,59	2029,34	-1467,90
87	0,28	0,8	0,4	1730,01	1716,70	-1252,33
88	0,3	0,8	0,4	1292,90	1353,62	-1089,06
89	0,32	0,8	0,4	996,37	955,22	-833,22
90	0,176	1	0,4	4730,74	4874,48	-3615,39
91	0,18	1	0,4	4559,45	4723,12	-3373,19
92	0,2	1	0,4	3963,05	3996,04	-2955,70
93	0,22	1	0,4	3421,68	3575,84	-2308,95
94	0,24	1	0,4	2924,98	2901,03	-1958,92
95	0,26	1	0,4	2593,39	2367,69	-1758,23
96	0,28	1	0,4	2131,16	1968,76	-1433,26
97	0,3	1	0,4	1770,81	1665,46	-1213,28
98	0,32	1	0,4	1354,36	1318,61	-1046,65
99	0,176	1,2	0,4	5384,75	5580,28	-4449,69
100	0,18	1,2	0,4	5202,16	5251,61	-3914,72
101	0,2	1,2	0,4	4479,02	4510,92	-3151,54
102	0,22	1,2	0,4	3817,86	3909,61	-2738,90
103	0,24	1,2	0,4	3361,30	3180,73	-2585,27
104	0,26	1,2	0,4	2946,51	2883,36	-1907,02
105	0,28	1,2	0,4	2565,56	2346,33	-1648,55
106	0,3	1,2	0,4	2167,81	1951,57	-1632,93
107	0,32	1,2	0,4	1845,72	1669,39	-1305,73

Tabelle 22: Ergebnisse des zweiten Optimierungsdurchgangs. Variiert wurden die Parameter Breite des Flügels unten  $b_{f,u}$ , Breite des Fensters  $b_F$ , Radius Fenster unten  $r_{F,u}$ . Als Ergebnisse wurden das Maximum der Vergleichsspannung, sowie der maximale und minimale Wert der Normalspannung ausgewertet.

Parameter-kombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichs-spannung Max.	Normalspan-nung Max.	Normalspan-nung Min.
	mm	mm	mm	MPa	MPa	MPa
0	0,32	0,8	0,1	2135,19	1962,48	-1339,15
1	0,34	0,8	0,1	1701,72	1529,83	-731,12
2	0,36	0,8	0,1	952,81	876,16	-531,31
3	0,38	0,8	0,1	449,87	532,64	-502,83
4	0,4	0,8	0,1	432,04	508,96	-465,06
5	0,32	1	0,1	2807,56	2566,56	-1504,43
6	0,34	1	0,1	2248,51	2070,03	-1121,47
7	0,36	1	0,1	1701,17	1561,29	-868,93
8	0,38	1	0,1	1074,95	994,41	-526,57
9	0,4	1	0,1	459,95	538,52	-497,37
10	0,32	1,2	0,1	3490,68	3189,24	-2030,25
11	0,34	1,2	0,1	2899,58	2671,26	-1635,6
12	0,36	1,2	0,1	2361,93	2190,2	-1253,61
13	0,38	1,2	0,1	1902,34	1736,85	-953,2
14	0,4	1,2	0,1	1378,07	1253,72	-699,92
15	0,32	0,8	0,2	1566,14	1369,86	-938,1
16	0,34	0,8	0,2	1090,68	947,56	-724,02
17	0,36	0,8	0,2	469,34	548,56	-510,05
18	0,38	0,8	0,2	436,46	521,37	-495,3
19	0,4	0,8	0,2	428,34	502,25	-451,5
20	0,32	1	0,2	2073,06	1814,82	-1116,19
21	0,34	1	0,2	1655,91	1386,67	-853,64
22	0,36	1	0,2	1192,04	987,03	-638,92
23	0,38	1	0,2	492,42	553,7	-513,64
24	0,4	1	0,2	438,39	529,7	-488,93
25	0,32	1,2	0,2	2683,78	2370,25	-1454,94
26	0,34	1,2	0,2	2297,14	1930,09	-1294,92
27	0,36	1,2	0,2	1730,87	1499,42	-1042,63
28	0,38	1,2	0,2	1298,48	1120,06	-679,43
29	0,4	1,2	0,2	858,81	722,43	-518,55
30	0,32	0,8	0,3	1260,69	1110,14	-865,38
31	0,34	0,8	0,3	812,6	683,41	-629,63
32	0,36	0,8	0,3	450,35	558,81	-518,81
33	0,38	0,8	0,3	430,56	512,44	-477,36
34	0,4	0,8	0,3	430,48	490,18	-453

Parameterkombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichsspannung Max.	Normalspannung Max.	Normalspannung Min.
35	0,32	1	0,3	1689,95	1467,46	-1121,09
36	0,34	1	0,3	1233,39	1076,4	-848,9
37	0,36	1	0,3	882,27	739,42	-602,93
38	0,38	1	0,3	455,54	543,07	-504,5
39	0,4	1	0,3	431,55	523,29	-470,77
40	0,32	1,2	0,3	2202,63	1773,87	-1249,63
41	0,34	1,2	0,3	1804,48	1506,13	-1056,68
42	0,36	1,2	0,3	1344,18	1195,65	-819,9
43	0,38	1,2	0,3	1016,64	839,54	-752,94
44	0,4	1,2	0,3	475,96	577,05	-500,04
45	0,32	0,8	0,4	990,94	966,01	-854,25
46	0,34	0,8	0,4	513,54	556,74	-534,46
47	0,36	0,8	0,4	441,11	545,44	-499,02
48	0,38	0,8	0,4	429,78	508,08	-465,24
49	0,4	0,8	0,4	427,66	487,32	-444,71
50	0,32	1	0,4	1374,33	1424,86	-1024,62
51	0,34	1	0,4	1005,56	986,26	-807,5
52	0,36	1	0,4	563,79	558,59	-563,66
53	0,38	1	0,4	450,22	533,39	-482,18
54	0,4	1	0,4	430,11	501,44	-454,24
55	0,32	1,2	0,4	1803,12	1655,4	-1372,79
56	0,34	1,2	0,4	1466,12	1371,08	-1134,7
57	0,36	1,2	0,4	1134,39	1054,89	-803,69
58	0,38	1,2	0,4	738,63	658,97	-596,08
59	0,4	1,2	0,4	464,00	532,79	-490,67

Tabelle 23: Ergebnisse des dritten Optimierungslaufs mit der geänderten Flügelgeometrie. Variiert wurden nun die Parameter Breite des Flügels unten  $b_{f,u}$ , Breite des Flügels oben  $b_{f,o}$ , Breite des Fensters  $b_F$ , Radius Fenster  $r_F$ . Als Ergebnisse wurden das Maximum der Vergleichsspannung, sowie der maximale und minimale Wert der Normalspannung ausgewertet.

Parameter-kombination	Breite Flügel unten $b_{f,u}$	Breite Fenster $b_F$	Radius Fenster unten $r_{F,u}$	Vergleichsspannung Max.	Normalspannung Max.	Normalspannung Min.
	mm	mm	mm	MPa	MPa	MPa
0	0,36	0,8	0,1	2382,31	1739,74	-2358,76
1	0,36	0,8	0,2	2192,27	1642,26	-2077,25
2	0,36	0,8	0,3	2092,51	1566,69	-1947,83
3	0,36	0,8	0,4	1883,00	1449,38	-1889,26
4	0,36	1	0,1	3013,07	2178,89	-2904,24
5	0,36	1	0,2	2826,17	1998,52	-2699,29
6	0,36	1	0,3	2766,00	1857,87	-2481,91
7	0,36	1	0,4	2516,21	1727,26	-2352,64
8	0,36	1,2	0,1	3330,26	2550,52	-3586,94
9	0,36	1,2	0,2	3235,95	2332,72	-3392,44
10	0,36	1,2	0,3	3256,28	2131,82	-3214,31
11	0,36	1,2	0,4	3044,09	1956,47	-3019,23
12	0,38	0,8	0,1	1776,61	1411,16	-1709,48
13	0,38	0,8	0,2	1658,30	1353,95	-1598,15
14	0,38	0,8	0,3	1440,47	1303,28	-1443,01
15	0,38	0,8	0,4	1269,32	1211,85	-1235,49
16	0,38	1	0,1	2550,45	1835,32	-2327,27
17	0,38	1	0,2	2307,28	1753,81	-2215,80
18	0,38	1	0,3	2123,63	1658,15	-1997,37
19	0,38	1	0,4	1947,79	1552,89	-1854,65
20	0,38	1,2	0,1	3028,62	2325,17	-2966,59
21	0,38	1,2	0,2	2870,30	2074,00	-2781,52
22	0,38	1,2	0,3	2747,70	1936,57	-2680,47
23	0,38	1,2	0,4	2539,40	1809,86	-2398,96
24	0,4	0,8	0,1	1026,28	916,24	-1070,30
25	0,4	0,8	0,2	853,60	835,65	-888,49
26	0,4	0,8	0,3	732,11	721,94	-709,51
27	0,4	0,8	0,4	534,55	527,74	-581,48
28	0,4	1	0,1	1950,85	1511,21	-1852,46
29	0,4	1	0,2	1830,53	1482,92	-1690,91
30	0,4	1	0,3	1554,99	1438,19	-1509,71
31	0,4	1	0,4	1440,11	1365,06	-1303,68
32	0,4	1,2	0,1	2483,35	1939,19	-2469,22
33	0,4	1,2	0,2	2397,46	1850,13	-2243,04
34	0,4	1,2	0,3	2262,59	1763,40	-2101,33
35	0,4	1,2	0,4	2007,59	1697,89	-1915,38

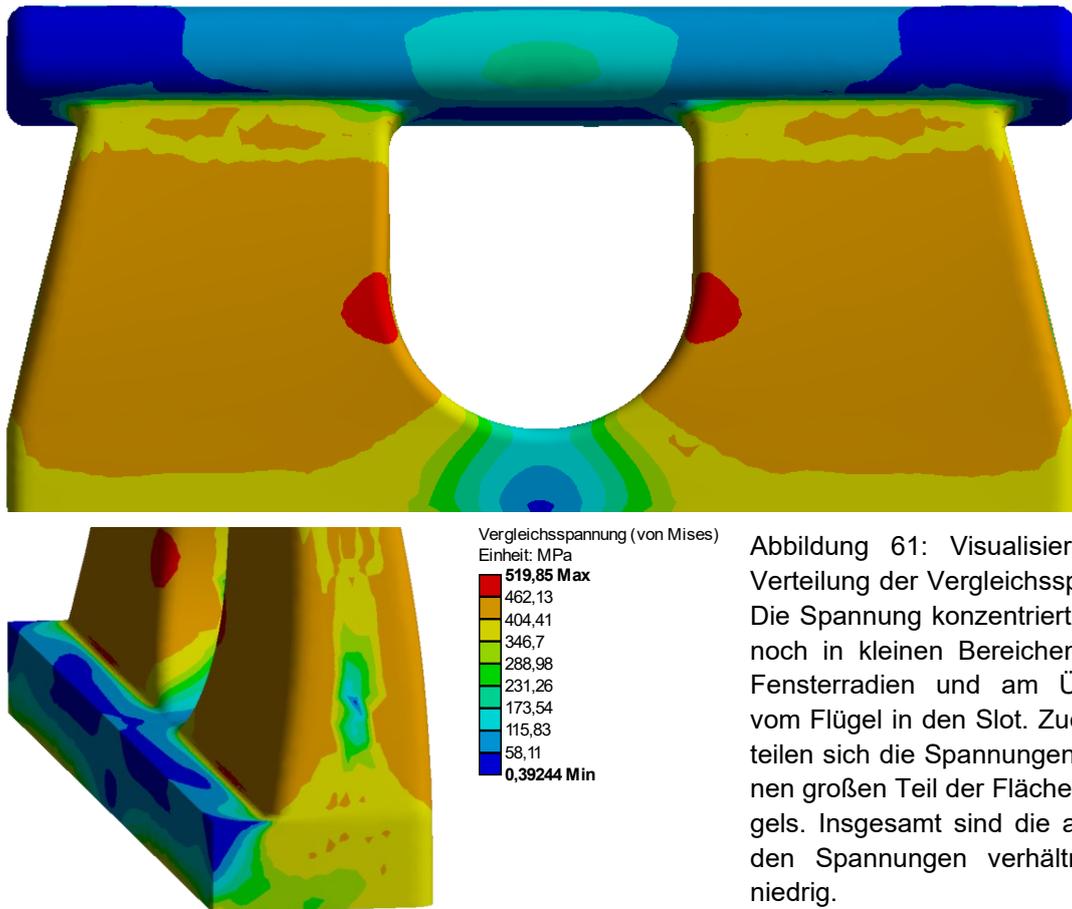


Abbildung 61: Visualisierung der Verteilung der Vergleichsspannung. Die Spannung konzentriert sich nur noch in kleinen Bereichen an der Fensterradien und am Übergang vom Flügel in den Slot. Zudem verteilen sich die Spannungen über einen großen Teil der Fläche des Flügels. Insgesamt sind die auftretenden Spannungen verhältnismäßig niedrig.

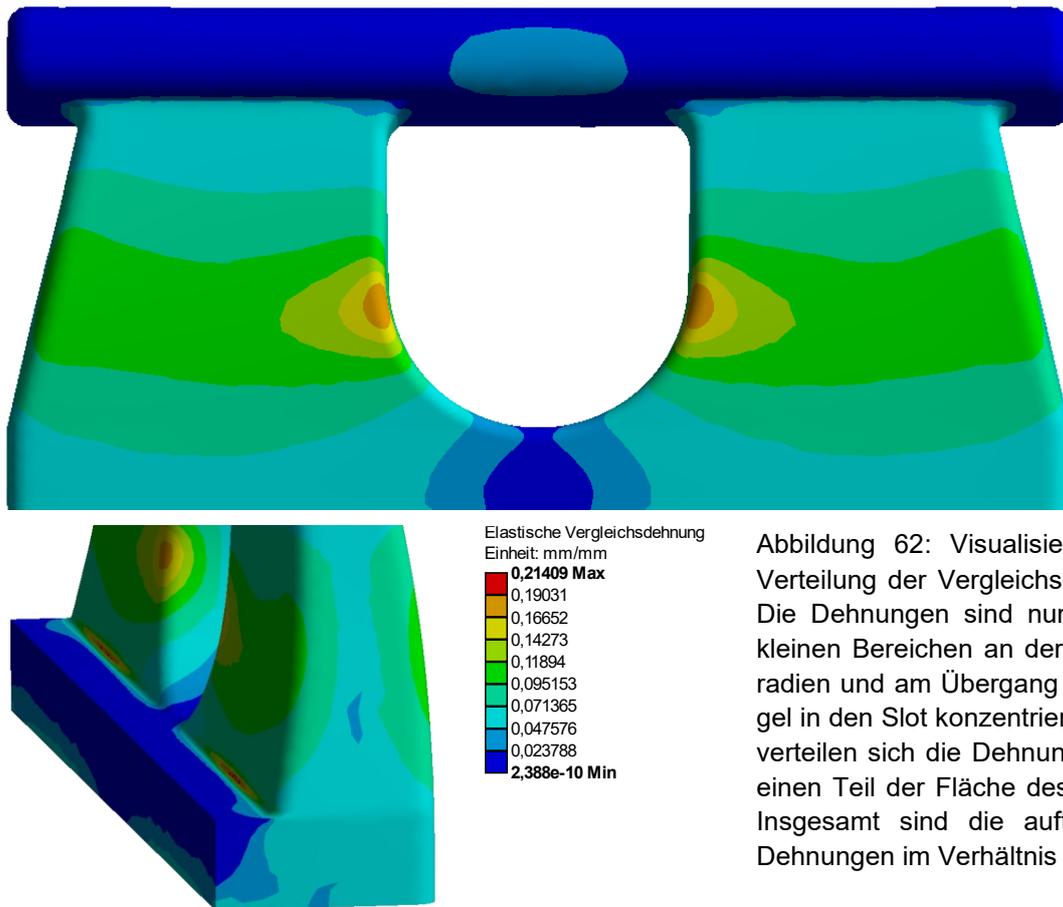


Abbildung 62: Visualisierung der Verteilung der Vergleichsdehnung. Die Dehnungen sind nur noch in kleinen Bereichen an der Fenster-radien und am Übergang vom Flügel in den Slot konzentriert. Zudem verteilen sich die Dehnungen über einen Teil der Fläche des Flügels. Insgesamt sind die auftretenden Dehnungen im Verhältnis niedrig.

Tabelle 24: Einstellungen der FE-Simulation für die Belastung des okklusalen Flügels eines V-Slot-Brackets ohne einen Bogen, mit einem 0,014" Rundbogen, einem 0,016"x0,016" Bogen und einem V-Bogen (Rev.5). Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Kraft auf den okklusalen Flügel. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Simulation	Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Rand-bedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Sub-steps			Lastschritt 2 - Sub-steps		
		Bogen	Elemente	Knoten	Bracket			Bogen	Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.
ohne Bogen	/	59871	94989	0,35	/	40N	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
0,014" Bogen	NiTi M1	161365	251800	0,09-0,35	0,3	40N	1	Programmgesteuert					
0,016"x0,016" Bogen	NiTi M1	144025	234122	0,1-0,3	0,3	40N	1	100	100	500			
V-Bogen	NiTi M1	111039	192027	0,3-0,5	0,5	40N	1	200	200	700			

Tabelle 25: Einstellungen der FE-Simulation für die Parameterstudien zum Einfluss der Bracketgeometrie auf die resultierenden Spannungen und Dehnungen bei Belastung des okklusalen Flügels eines V-Slot-Brackets zur Optimierung der Bracketgestaltung. Das Material der Brackets wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur.. Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Kraft auf den okklusalen Flügel. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Simulation	Material		Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps		
	Bracket	Bogen	Elemente	Knoten	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.
Lauf1	Niti	/	99315	148649	0,18	/	40N	1	Programmgesteuert		
Lauf2	Niti	/	93264	139800	0,18	/	40N	1	Programmgesteuert		
Lauf3	Niti M1	/	148402	214743	0,1-0,3	/	40N	1	Programmgesteuert		

Tabelle 26: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen (Rev.5) und einer freien Weglänge von 3 mm. Das Material der Brackets Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Torsion realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps			
	Bogen	Elemente	Knoten	Bracket			Bogen	Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
Niti M1		169663	288185	0,1-0,2	0,1	5°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M1		169663	288185	0,1-0,2	0,1	10°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M1		169663	288185	0,1-0,2	0,1	15°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M1		169663	288185	0,1-0,2	0,1	20°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M2		169870	290485	0,1-0,2	0,1	5°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M2		169870	290485	0,1-0,2	0,1	10°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M2		169870	290485	0,1-0,2	0,1	15°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M2		169870	290485	0,1-0,2	0,1	20°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3		170443	291593	0,1-0,2	0,1	5°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3		170443	291593	0,1-0,2	0,1	10°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3		170443	291593	0,1-0,2	0,1	15°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3		170443	291593	0,1-0,2	0,1	20°	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		

Tabelle 27: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen (Rev.5) und einer freien Weglänge von 8 mm. Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Torsion realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt.

Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps			
	Bogen	Elemente	Knoten	Bracket			Bogen	Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
Niti M1		126705	217953	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1		126705	217953	0,1-0,2	0,1	10°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1		126705	217953	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1		126705	217953	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		125378	216024	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		125378	216024	0,1-0,2	0,1	10°	2	5	5	10	5	5	10
Niti M2		125378	216024	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		125378	216024	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		125443	216162	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		125443	216162	0,1-0,2	0,1	10°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		125443	216162	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		125443	216162	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	1	1	100

Tabelle 28: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen (Rev.5) und einer freien Weglänge von 13 mm. Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Torsion realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps		
	Bogen	Elemente	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
Niti M1	123740	230179	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1	123740	230179	0,1-0,2	0,1	10°	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M1	123740	230179	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M1	123740	230179	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M2	123953	230471	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2	123953	230471	0,1-0,2	0,1	10°	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M2	123953	230471	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2	123953	230471	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	123953	230471	0,1-0,2	0,1	5°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	123953	230471	0,1-0,2	0,1	10°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	123953	230471	0,1-0,2	0,1	15°	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	123953	230471	0,1-0,2	0,1	20°	2	1	1	100	1	1	100

Tabelle 29: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von Twin-Brackets mit einem rechteckigen 0,018" x 0,025" Bogen. Das Material der Brackets war 17/4PH Stahl, das der Bögen 316 Stahl. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,15$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Torsion realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt.

Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps			Lastschritt 3 - Substeps		
Elemente	Knoten	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
191893	391698	0,07-0,4	0,07	15°	1	10	10	20	10	10	20			
191893	391698	0,07-0,4	0,07	1) 15° 2) 20°	2	5	5	10	50	50	100			
191893	391698	0,07-0,4	0,07	1) 15° 2) 20° 3) 25°	3	5	5	10	50	50	100	10	10	20

Tabelle 30: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von Twin-Brackets mit einem rechteckigen 0,019" x 0,025" Bogen. Das Material der Brackets war 17/4PH Stahl, das der Bögen 316 Stahl. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,15$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Torsion realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt.

Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps			Lastschritt 3 - Substeps			Lastschritt 4 - Substeps		
Elemente	Knoten	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.									
170332	362342	0,07-0,4	0,07	1) 10° 2) 15°	2	5	5	10	50	50	100						
169917	360679	0,07-0,4	0,07	1) 10° 2) 15° 3) 20°	3	5	5	10	50	50	100	10	10	20			
170332	362342	0,07-0,4	0,07	1) 10° 2) 15° 3) 20° 4) 25°	4	5	5	10	50	50	100	30	30	60	10	10	20

Tabelle 31: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen (Rev.5) und einer freien Weglänge von 8 mm. Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Auslenkung realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps		
	Bogen	Elemente	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
Niti M1	126705	217953	0,1-0,2	0,1	±0,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1	126705	217953	0,1-0,2	0,1	±1,0mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1	126705	217953	0,1-0,2	0,1	±1,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1	126705	217953	0,1-0,2	0,1	±2,0mm	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M2	125378	216024	0,1-0,2	0,1	±0,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2	125378	216024	0,1-0,2	0,1	±1,0mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2	125378	216024	0,1-0,2	0,1	±1,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2	125378	216024	0,1-0,2	0,1	±2,0mm	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3	125443	216162	0,1-0,2	0,1	±0,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	125443	216162	0,1-0,2	0,1	±1,0mm	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		
Niti M3	125443	216162	0,1-0,2	0,1	±1,5mm	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3	125443	216162	0,1-0,2	0,1	±2,0mm	2	Programmgesteuert			Programmgesteuert		

Tabelle 32: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von V-Slot-Brackets mit einem V-Bogen (Rev.5) und einer freien Weglänge von 13 mm. Das Material der Brackets war die NiTi Legierung M1, das der Bögen wurde wie angegeben gewählt. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,25$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Auslenkung realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Aufteilung der Randbedingung auf die Lastschritte, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bogen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Material	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps			Lastschritt 2 - Substeps			
	Bogen	Elemente	Knoten	Bracket			Bogen	Beginn	Min.	Max.	Beginn	Min.	Max.
Niti M1		123740	230179	0,1-0,2	0,1	$\pm 0,5\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M1		123740	230179	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,0\text{mm}$	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M1		123740	230179	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,5\text{mm}$	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M1		123740	230179	0,1-0,2	0,1	$\pm 2,0\text{mm}$	2	1	1	100	Programmgesteuert		
Niti M2		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 0,5\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,0\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,5\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M2		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 2,0\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 0,5\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,0\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 1,5\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100
Niti M3		123953	230471	0,1-0,2	0,1	$\pm 2,0\text{mm}$	2	1	1	100	1	1	100

Tabelle 33: Einstellungen der FE-Simulation für die Auslenkung von Twin-Brackets mit Bögen verschiedener Dimension. Das Material der Brackets war 17/4PH Stahl, das der Bögen 316 Stahl. Die konstanten Randbedingungen sind: Boden fixiert, 36°C Umgebungstemperatur, reibungsbehaftete Kontakte mit  $\mu=0,15$ . Als Physikvoreinstellungen wurde nichtlinear mechanisch gewählt. Die variable Randbedingung war eine Auslenkung realisiert über eine externe Verschiebung. Die Größe dieser Randbedingung, die Anzahl an Elementen und Knoten und die Elementgrößen für Bracket und Bögen sind hier aufgeführt. Bei Auswahl der Option „Programmgesteuert“ bestimmt Ansys die zu verwendenden Substeps automatisch.

Bogendimension [inch]	Anzahl		Elementgröße [mm]		Größe der Randbedingung	Anzahl Lastschritte	Lastschritt 1 - Substeps		
	Elemente	Knoten	Bracket	Bogen			Beginn	Min.	Max.
0,018 x 0,025	97523	199624	0,07-0,2	0,2	$\pm 0,5\text{mm} / \pm 1,0\text{mm} / \pm 1,5\text{mm} / \pm 2,0\text{mm}$	1	Programmgesteuert		
0,019 x 0,025	99545	203413	0,07-0,2	0,2	$\pm 0,5\text{mm} / \pm 1,0\text{mm} / \pm 1,5\text{mm} / \pm 2,0\text{mm}$	1	Programmgesteuert		



LUDWIG-  
MAXIMILIANS-  
UNIVERSITÄT  
MÜNCHEN

Promotionsbüro  
Medizinische Fakultät



## Eidesstattliche Versicherung

**Stocker, Thomas Karl Georg**

Name, Vorname

Ich erkläre hiermit an Eides statt,

dass ich die vorliegende Dissertation mit dem Titel

**Untersuchung des Einflusses von Gestaltung und Werkstoff auf die Dauerfestigkeit und Kraftübertragung in Nickel-Titan Brackets**

selbständig verfasst, mich außer der angegebenen keiner weiteren Hilfsmittel bedient und alle Erkenntnisse, die aus dem Schrifttum ganz oder annähernd übernommen sind, als solche kenntlich gemacht und nach ihrer Herkunft unter Bezeichnung der Fundstelle einzeln nachgewiesen habe.

Ich erkläre des Weiteren, dass die hier vorgelegte Dissertation nicht in gleicher oder in ähnlicher Form bei einer anderen Stelle zur Erlangung eines akademischen Grades eingereicht wurde.

**Rosenheim, 02.05.2023**

Ort, Datum

**Thomas Stocker**

Unterschrift Doktorandin bzw. Doktorand