Andre Fuchs

Verbesserung des Antriebsstranges eines Formula Student Rennwagens

Diplomarbeit

Hochschule Mittweida

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCE

Fachbereich Maschinenbau/Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Andre Fuchs

Verbesserung des Antriebsstranges eines Formula Student Rennwagens

eingereicht als

Diplomarbeit

an der

Hochschule Mittweida

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCE

Fachbereich Maschinenbau/Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann

Zweitprüfer: Dipl.-Ing (FH) – Andreas Wüstrich

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung:

Fuchs, Andre:

Verbesserung des Antriebsstranges eines Formula Student Rennwagens.
– 2008. – S.86 Mittweida, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau /Feinwerktechnik, Diplomarbeit, 2009

Referat:

Ziel dieser Arbeit ist es einen Antriebsstrang für ein Formula Student Rennwagen zu konstruieren der mittels einer Zentralen Hinterradbremse abgebremst werden soll. Zu diesem Zweck und als Grundlage dieser Arbeit wurde die dazu nötige Bremsanlage Dimensioniert. Im Anschluss wurde der Stand der Technik erarbeitet. Woraufhin eine Optimierungsidee entstand die dargstellt wird. Anschließend wird auf die Schritte des Konstruktionsprozesses des Antriebsstranges einschließlich der benötigten Berechnungen näher eingegangen.

Inhaltsverzeichnis:

Abbildungsverzeichnis ... III

1 Die Formula Student ... 1

2 Die Grundlagen ... 3

2.1 Die Bremsanlage ... 3

2.1.1 Die Scheibenbremse ... 4
2.1.2 Die Bremskreisaufteilung ... 5
2.1.2.1 Die Schwarz-Weiß-Aufteilung (II-Aufteilung) ... 6
2.1.2.2 Die Diagonalaufteilung (X-Aufteilung) ... 6

2.2 Der Antriebsstrang ... 7

2.2.1 Der Achsantrieb ... 8
2.2.2 Das Differenzial ... 9
2.2.3 Die Wellen ... 10
2.2.3.1 Die Antriebswellen ... 10
2.2.3.2 Die Seitenwellen ... 11

3 Die Zentrale Hinterradbremse ... 13

3.1 Allgemein ... 13

3.2 Die Dimensionierung der Hinterachsbremse ... 14

4 Die Konstruktion eines Antriebsstranges ... 16

4.1 Das Klären und Planen der Aufgabenstellung ... 16

4.1.1 Der Stand der Technik ... 16
4.1.1.1 Die Probleme mit der alten Konstruktion ... 16
4.1.1.2 Die Teamrecherche ... 17
4.1.1.3 Die Idee der Optimierung ... 19
4.1.2 Die Anforderungsliste ... 20

4.2 Die Konzipierung ... 22

4.2.1 Die Entwicklung von Konzepten ... 22
4.2.2 Die Bewertung der Konzeptvarianten ... 26

5 Das Entwerfen ... 28

5.1 Die Grundregeln beim Gestalten und Gestaltungs-richtlinien ... 28

5.1.1 Die Grundregeln beim Gestalten ... 28
5.1.2 Die Gestaltungsrichtlinien ... 29

5.2 Die Gestaltung des Antriebsstranges ... 30
5.2.1 Der Antriebsstrang ... 31
5.2.2 Die Halterung ... 32
5.2.3 Der Spannring ... 34
5.2.4 Der Exzenterscheibe ... 36
5.2.4.1 Das 3D-CAD Modell ... 36
5.2.4.2 Die FEM- Berechnung ... 37
5.2.4.2.1 Die Variante 1: Klemmverbindung hält ... 39
5.2.4.2.2 Die Variante 2: Sicherungselement hält ... 41
5.2.5 Die Sicherung ... 42
5.2.6 Die Differentialanschlusswellen ... 43
5.2.7 Der Flansch ... 44
5.2.8 Das Differentialgehäuse ... 45
5.2.9 Die Keilwellen ... 46
5.2.10 Die Baugruppe Bremsscheibenhalterung ... 47
5.2.10.1 Die Bremsscheibenhalter ... 48
5.2.10.1.1 Das 3D-CAD Model ... 48
5.2.10.1.2 Die FEM- Berechnung ... 49
5.2.10.2 Die Bremsscheibenaufnahme ... 50
5.2.10.2.1 Das 3D-CAD Model ... 50
5.2.10.2.2 Die FEM- Berechnung ... 51
5.2.10.3 Das Distanzstücke ... 52
5.2.10.4 Der Floater ... 53
5.2.11 Der Kettenradhalter ... 53
5.2.11.1 Das 3D-CAD Model ... 53
5.2.11.2 Die FEM- Berechnung ... 54
5.2.12 Der Bremszangenadapter ... 56
5.2.13 Die Anschweißnase ... 56

6 Zusammenfassung und Ausblick ... 57

Literaturverzeichnis ... 59

Selbstständigkeitserklärung ... 60

7 Anhang ... 61

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufnahme aller Teilnehmer der FSG 2008 1
Abbildung 2: Bremsanlage allgemein..... 3
Abbildung 3:Bauarten von Scheibenbremsen..... 5
Abbildung 4: Bremskreisaufteilung [5] 6
Abbildung 5: Funktionsschaubild des Antriebsstrangs 7
Abbildung 6: Prinzip eines Achsantriebs..... 8
Abbildung 7: Prinzipielle Arten von Differenzialen..... 9
Abbildung 8: Gelenkwelle mit Kreuzgelenken und Längenausgleich 11
Abbildung 9: Längenänderung einer Seitenwelle beim Federn..... 12
Abbildung 10: Fahrzeug der Saison 2007/2008 des Teams TMM..... 17
Abbildung 11: Variante 1 -Verstellung mittels Gewindebolzen 23
Abbildung 12: Variante 2 -Verstellung mittels Exzenterscheibe 24
Abbildung 13: Variante 3 -Verstellung mittels Gleitlager..... 25
Abbildung 14: 3D-CAD-Modell des Antriebsstranges 31
Abbildung 15: 3D-CAD-Model der Halterung vorn rechts..... 33
Abbildung 16: 3D-CAD-Modell des Spannrings 34
Abbildung 17: 3D-CAD-Modell Exzenterscheibe Bremsenseitig..... 36
Abbildung 19: Variante 1- Spannungen nach Mies..... 40
Abbildung 20: Variante1- gesamt Verformung 40
Abbildung 21: Variante 1- Spannungen nach Mies..... 41
Abbildung 22: Sicherung 42
Abbildung 23: 3D-CAD-Modell der Differentialanschlusswelle..... 44
Abbildung 24: 3D_CAD_Model_des_Flansches 45
Abbildung 25: 3D_CAD_Model_des_Differentialgehäuses..... 46
Abbildung 26: 3D-CAD-Model-Keilwellen gehäuseseitig 46
Abbildung 27: Baugruppe Bremsenhalterung 47
Abbildung 28: 3D_CAD_Model_des_Bremsscheibenhalters..... 48
Abbildung 29: Bremsscheibenhalter-Spannungen nach Mies..... 49
Abbildung 30: Bremsscheibenhalter-Gesamtverformung 50
Abbildung 31: 3D-Modell der Bremsscheibenaufnhame 50
Abbildung 32: Bremsscheibenaufnahme-Spannungen nach Mies 51

Abbildung 33: Bremsscheibenaufnahme-Gesamtverformung..... 52
Abbildung 34: 3D-CAD-Model des Distanzstückes 52
Abbildung 35: 3D-CAD-Model des Floaters..... 53
Abbildung 36: 3D-CAD-Model des Kettenradhalters 53
Abbildung 37: Kettenradhalter-Spannungen nach Mies..... 55
Abbildung 38: Kettenradhalter-Gesamtverformung 55
Abbildung 39: 3D-Modell des Bremszangenadapters 55
Abbildung 40: 3D -Modell der Anschweißnase 55

1 Die Formula Student

Bei der Formula Student Germany handelt es sich um einen Konstruktionswettbewerb für Studenten, der seit 2006 vom Verein Deutscher Ingenieure nach Regeln ähnlich der Formula SAE ("Society of Automotive Engineers") ausgerichtet wird. Anlässlich dieses Wettbewerbes treffen sich jedes Jahr im August Studenten aus aller Welt am Hockenheimring, mit dem Ziel ihre Entwürfe miteinander zu messen und dabei der Industrie ihre Kreativität zu beweisen. [1]

Abbildung 1: Aufnahme aller Teilnehmer der FSG 2008

Die Formula Student ist eine Ergänzung zum Studium. Sie dient dazu praktische Erfahrungen im Bereich Konstruktion und Fertigung sowie in den wirtschaftlichen Aspekten des Automobilbaues zu sammeln. Die Studenten sollen im Sinne der Aufgabenstellung annehmen, eine Produktionsfirma habe sie engagiert, damit sie einen Prototypen herzustellen. Die vorgesehene Zielgruppe für den einsitzigen Formelrennwagen soll der nicht-professionelle Wochenendrennfahrer sein. Hierfür muss das Fahrzeug beispielsweise sehr

gute Fahreigenschaften hinsichtlich der Beschleunigung, der Bremskraft und des Handlings besitzen. Es sollte günstig produzierbar, zuverlässig und einfach zu betreiben sein. Des Weiteren wird der Marktwert durch andere Faktoren wie Komfort, Ästhetik und dem Einsatz üblicher. [1]

Die Bewertungsdisziplinen im Überblick:

Statische Disziplinen:

- **Engineering Design (150 Pkt.)**
- **Cost Analysis(100 Pkt.)**
- **Business Presentation (75 Pkt.)**

Dynamische Disziplinen:

- **Acceleration (75 Pkt.)**
- **Skid Pad (50 Pkt.)**
- **Autocross (150 Pkt.)**
- **Endurance (350 Pkt.)**
- **Fuel consumption (100 Pkt.)**

Die Herausforderung für die Teams besteht darin, einen Prototyp zu konstruieren und zu bauen, welcher diese Anforderungen bestmöglich erfüllt. Zur Bestimmung des besten Fahrzeugs bewertet zum einen eine Jury jede Konstruktion, jeden Kostenplan und jede Verkaufspräsentation im Vergleich zu den anderen Teams. Zum Anderen müssen die Studenten in verschiedenen Disziplinen auf der Rennstrecke beweisen, dass sich ihr selbstgebauter Rennwagen auch in der Praxis bewährt. [1]

2 Die Grundlagen

2.1 Die Bremsanlage

Rennwagen sollen so stark wie möglich beschleunigen können, höchst mögliche Geschwindigkeiten erreichen und rasche Richtungswechsel durchführen können. Naheliegend ist somit zuerst die Optimierung der Antriebskraft des Motors, der Aerodynamik, der Haftreibung der verwendeten Reifen und die Verringerung des Gewichtes. Jedoch auch das Bremsen ist eine wichtige Größe, da es sich bei ihr um eine negative Beschleunigung handelt. Sie ist für gute Rundenzeiten genauso wichtig, wie eine positive Beschleunigung. [2, S.435]

Grundlegende Bauteile und Komponenten von Bremsanlagen:

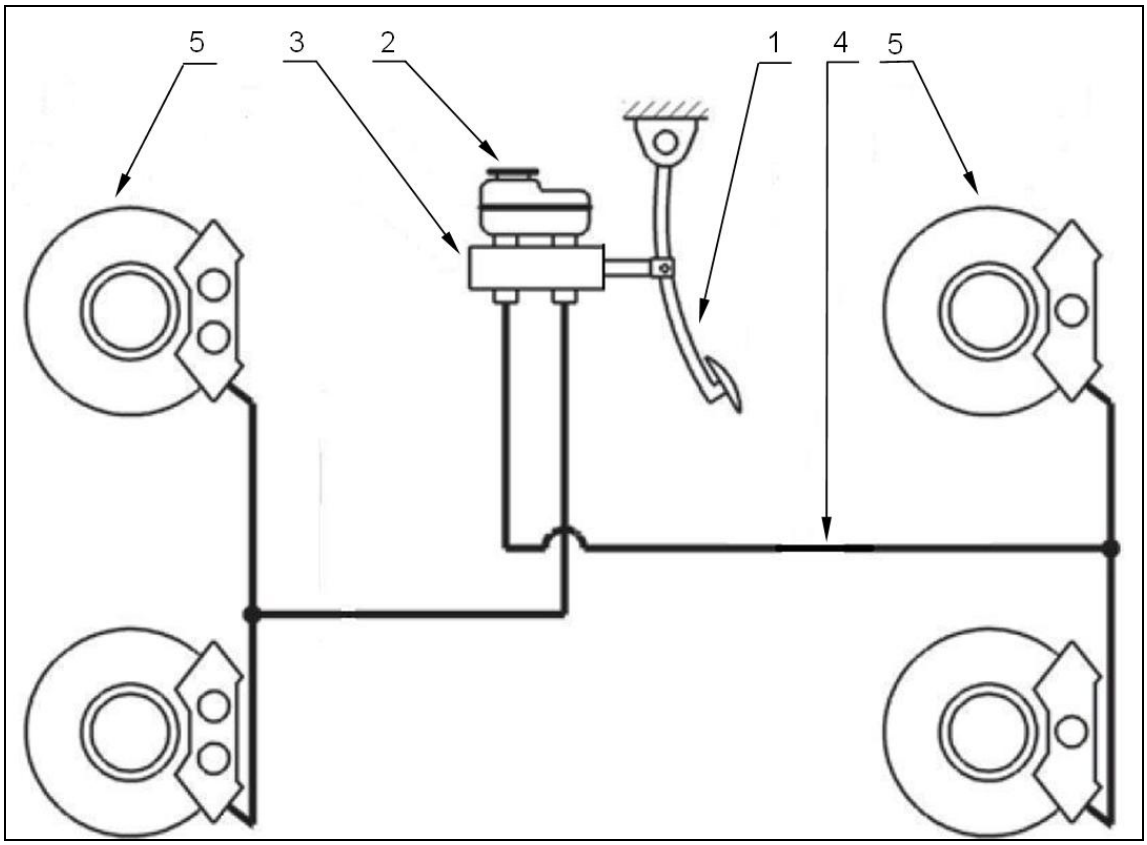


Abbildung 2: Bremsanlage allgemein

1 Bremspedal – zum Einleiten der Bremskraft mittels des Fußes in das Bremssystem
    - Bremsflüssigkeit – als Energieübertragungsmedium
2 Bremsflüssigkeitsbehälter – Ausgleichbehälter für die Bremsflüssigkeit
3 Hauptbremszylinder – zum Druckaufbau mittels der, durch das Bremspedal eingebrachten Fußkraft im hydraulischen System
4 Übertragungseinrichtungen (Bremsleitungen etc.) – zum Übertragen des hydraulischen Druckes
5 Bremse (z.B. Scheibenbremse) – zum Erzeugen des Verzögerungsmomentes

2.1.1 Die Scheibenbremse

Scheibenbremsen sind Axialbremsen die aus dem Bremssattel, der am Achsschenkel befestigt ist, und der Bremsscheibe, die mit dem Rad verbunden ist, bestehen. Da sie thermisch hoch beanspruchbar ist und ein gleichmäßiges, reproduzierbares Ansprechverhalten besitzt, wird sie heutzutage in nahezu allen Pkws als Vorderachsbremse verwendet. Ebenfalls wird derzeit die Scheibenbremse zunehmend für die Hinterradbremse an Stelle der Trommelbremse eingesetzt.
Im Bremssattel werden Zugspannungskräfte über hydraulische Zylinder auf die Bremsbeläge in axialer Richtung aufgebracht, die wiederum beidseitig auf die Reibflächen der Bremsscheibe wirken. Die Bremskolben und Bremsbeläge sind in einem sattelartigen Gehäuse, welches über den Außendurchmesser der Bremsscheibe greift, untergebracht. Die Beläge stützen sich in Drehrichtung der Scheiben an einem, am Achsschenkel befestigtem Bauteil ab. [3, S.94]

Die Hauptmerkmale der Scheibenbremse sind:

- hohe thermische Belastbarkeit
- geringere Sensibilität gegenüber Reibwertschwankungen des Bremsbelages
- gleichmäßiger Belagverschleiß
- einfachere Nachstellung
- einfacher Belagwechsel möglich

- gleichmäßiges Ansprechen der Bremse (Reproduzierbarkeit)
- gutes Löseverhalten

Man spricht von Teilscheibenbremsen, wenn die Bremsbeläge jeweils nur einen Teil der Bremsscheibe bedecken. Bei Vollscheibenbremsen wird die gesamte Bremsscheibe mit einem ringförmigen Belag in Berührung gebracht. Diese Form der Scheibenbremse ist im Pkw-Bau nicht üblich, man findet sie jedoch z. B. in Panzern, Flugzeugen oder Landmaschinen.

Scheibenbremsen unterscheidet man in Fest-, Rahmen- und Faustsättel, wobei sich der Fest- und der Faustsattel durchgesetzt haben.

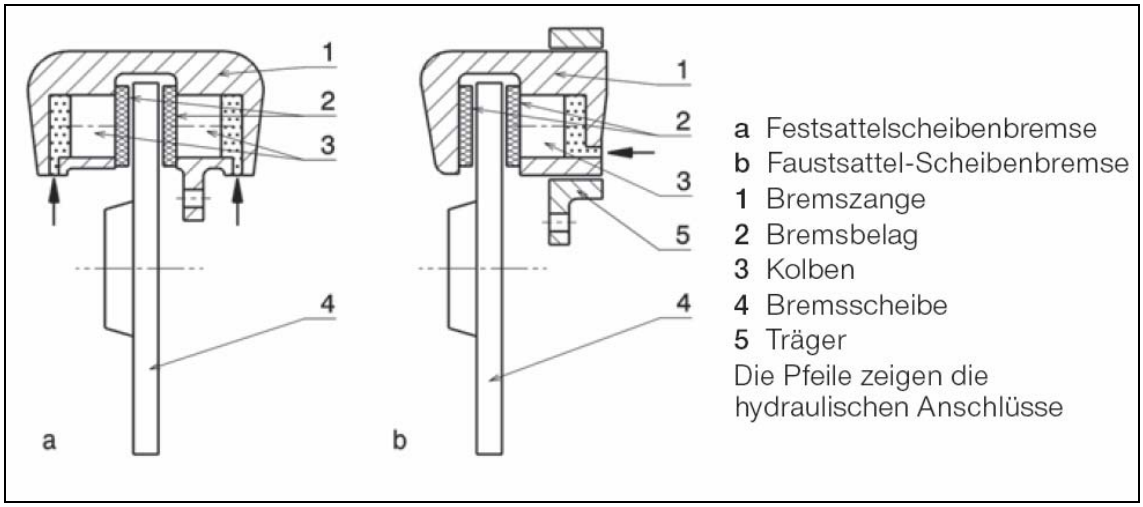


Abbildung 3:Bauarten von Scheibenbremsen [2, S.402, Bild I-14]

2.1.2 Die Bremskreisaufteilung

In einem Hydrauliksystem kann ein einziges Leck dazu führen, dass keine Kräfte mehr übertragen werden können. Das wiederum hätte einen Totalausfall des Bremssystems zur Folge. Aus diesem Grund sind seit 1970 Bremsanlagen mit mindestens zwei voneinander unabhängigen Bremskreisen vorgeschrieben, dabei muss aber gesagt werden, dass diese Zweikreisigkeit sich ausschließlich auf die Hydraulikteile bezieht.

Daher wurden eine Reihe von Bremssystemen entwickelt, die diesen gesetzlichen Ansprüchen entsprechen. Bremsaufteilungen, bei denen die beiden Bremskreise auf die Forderachse wirken, sind immer als kritisch zu beurteilen, weil es in Folge einer Überhitzung an der Vorderachse zur

Dampfblasenbildung in der Bremsflüssigkeit kommen kann und dies hätte wiederum einen Bremsanlagentotalausfall zur Folge. [4, S117]

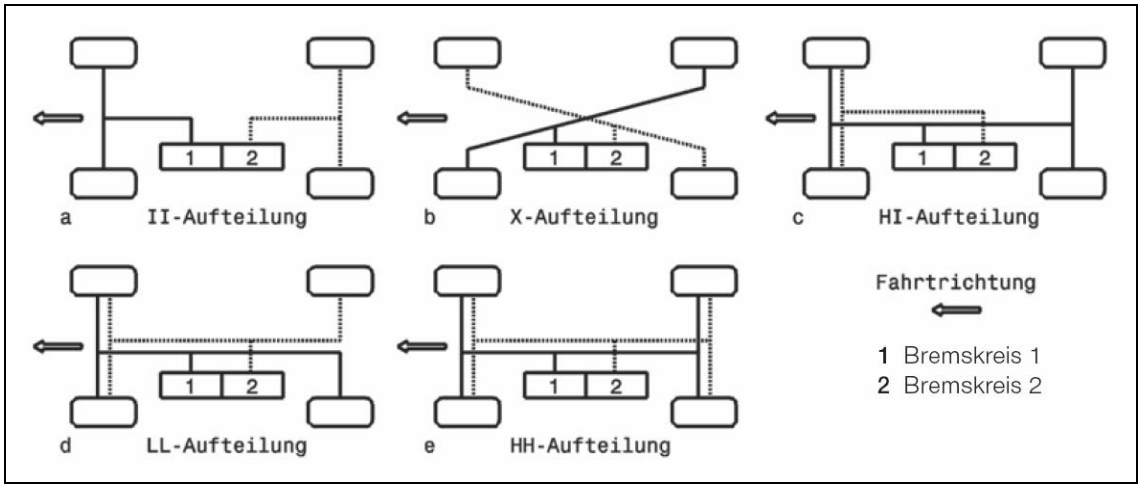


Abbildung 4: Bremskreisaufteilung [5]

Durchgesetzt haben sich die II-Aufteilung und die X-Aufteilung. Diese beiden Aufteilungsvarianten werden näher beschrieben.

2.1.2.1 Die Schwarz-Weiß-Aufteilung (II-Aufteilung)

Bei dieser Aufteilung betätigt je ein Hydraulikkreis die Bremsen der Vorderachse und die der Hinterachse. [4, S.117] Diese Variante wird in der Regel für hecklastige Kraftfahrzeuge und für mittlere bis schwere Nutzfahrzeuge verwendet. Im Rennsport wird diese Aufteilung ebenso gerne verwendet, weil sie eine einfache Änderung der Bremskräfte vorn zu hinten ermöglicht. In der Formel 1 z.B. wird diese Bremskreisaufteilung sogar im Reglement festgelegt. [2, S.403]

2.1.2.2 Die Diagonalaufteilung (X-Aufteilung)

Dabei handelt es sich um eine Aufteilung, bei der je ein Hydraulikkreis die Bremse eines Vorderrades und die des diagonal gegenüberliegenden Hinterrades betätigt. Problematisch ist bei einem Kreisausfall die Fahrstabilität da unterschiedlich hohe Bremskräfte an dem Vorderrad und dem Hinterrad wirken, die zu einem an der Hochachse des Fahrzeugs wirkenden Moment führen (Giermoment). [4, S.117, S.118] Dies kann aber durch entsprechende Achskonstruktion, z.B. negativen Lenkrollradius an der Vorderachse

kompensiert werden. Die beschriebene Aufteilung wird vorwiegend bei Fahrzeugen mit höherem Vorderachslastanteil verwendet. [3, S.93]

2.2 Der Antriebsstrang

Der Antriebsstrang hat die Aufgabe, das durch den Motor zur Verfügung gestellte Antriebsmoment mit so wenig wie möglich Verlusten zu den Rädern weiter zu leiten. Wenn der Motor längs eingebaut wird, muss er ebenfalls eine Umlenkung des Momentenflusses um 90° realisieren. Wird im Fahrzeug mehr als eine Achse angetrieben, so muss die Motorleistung entsprechend auf mehrere Achsen aufgeteilt werden.

Eine weitere offensichtliche (aber trotzdem in der Konzeptphase beachtenswerte) Funktion ist die, dass das Fahrzeug nach vorne fährt. Das kommt daher dass die Drehrichtung des Motors genormt ist und die meisten Hersteller sich an diesen Drehsinn (gegen den Uhrzeigersinn bei Blick auf Kraftabgabeseite) halten. Deshalb muss je nach Lage des Motors und des Getriebes im Fahrzeug, sowie nach Art der Übertragung (Kette; Riemen, Zahnrad,...) bei Längseinbau des Motors das Tellerrad rechts oder links vom Antriebsrad liegen. [2,S.628]

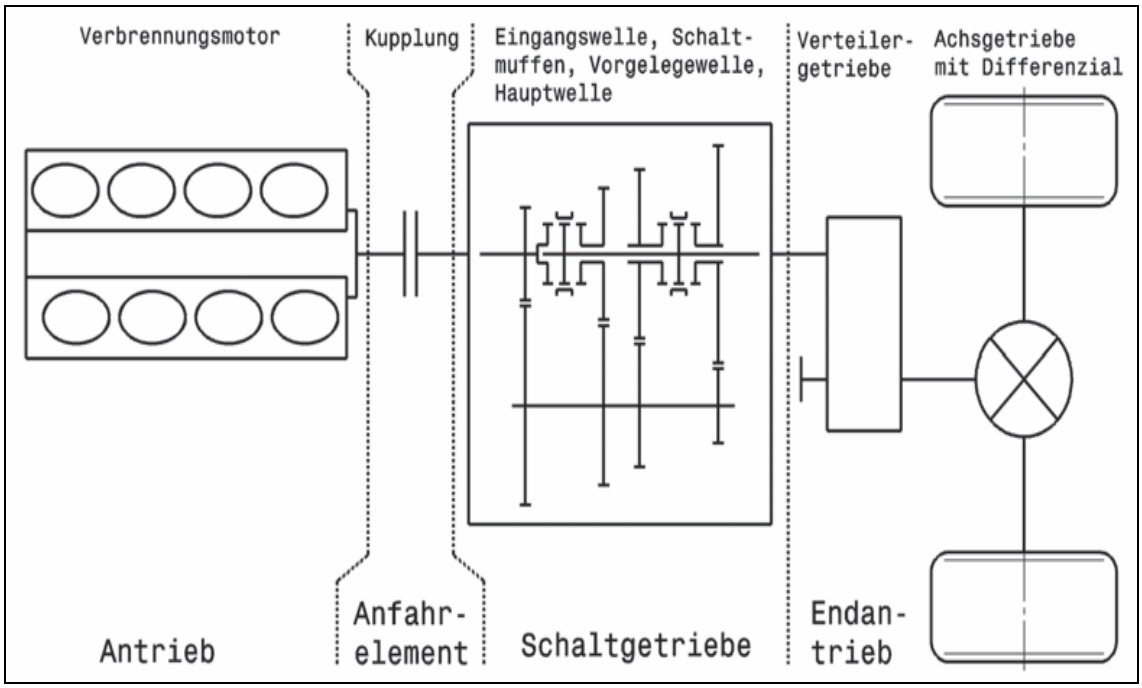


Abbildung 5: Funktionsschaubild des Antriebsstrangs [2, S.626, Bild M-2]

Allgemeine Baugruppen des Antriebsstranges:

- Motor
- Kupplung: als Anfahrelement und zum Unterbrechen des Leistungsflusses
- Getriebe (Schaltgetriebe): zum Anpassen des Motormomentes an den Bedarf des Fahrzeugs
- Achsantrieb: zum Weiterleiten des durch das Getriebe angepassten Motormomentes an die angetriebenen Räder; teilweise zusätzliche Umlenkung des Leistungsflusses um 90°
- Ausgleichsgetriebe: ermöglicht eine enge Kurvenfahrt mit nur geringfügigen Leistungsverlusten; auch bei hohen Reibwerten der Reifen
- Wellen: zum Übertragen der Drehmomente zwischen den Baugruppen

Da in der Formula Student in der Regel Motorradmotoren verbaut werden, sind die Kupplung und das Getriebe meistens mit in den Motorblock integriert.

2.2.1 Der Achsantrieb

Durch das Achsgetriebe wird das vom Motor kommende und über das Getriebe umgewandelte Antriebsmoment auf die angetriebenen Achsen umgeleitet. Bei quer eingebauten Motoren muss nur der Achsabstand zwischen dem Getriebeausgang und der Antriebsachse überwunden werden. Bei längs eingebauten Motoren muss hingegen eine Umlenkung um 90° erfolgen. [2, S.676]

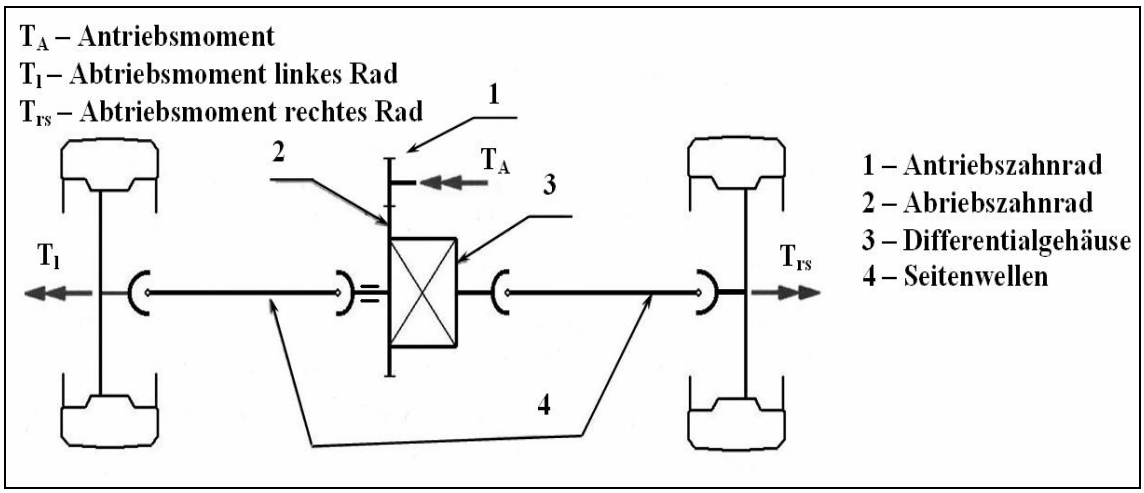


Abbildung 6: Prinzip eines Achsantriebs

2.2.2 Das Differenzial

Aus Gründen der Fahrstabilität und aus Traktionsgründen ist der Einachsantrieb bei Pkws das Minimum. Dazu muss die Motorleistung zwischen zwei Treibrädern aufgeteilt werden. Im einfachsten Fall geschieht dies durch eine starre Achse. Bei dem Durchfahren einer Kurve muss das kurvenäußere Rad jedoch einen größeren Weg zurücklegen als das kurveninnere, was bei dieser Variante ein Radieren der Reifen, hohen Verschleiß und Belastungen des Antriebsstranges durch Verspannungen zur Folge hat. Aus diesem Grund war ein Getriebe erforderlich, welches einen Drehzahl- und Kräfteausgleich zulässt. Darüber hinaus muss es bei Geradeausfahrt eine Momentverteilung im Verhältnis 50:50 auf die Antriebsräder vornehmen. [2, S.679]

In der Regel werden Stirnräder oder Kegelräder für den Bau von Differenzialgetrieben verwendet. Vereinzelt werden aber auch Schneckenräder genutzt. Diese werden aber nur, bedingt durch ihre Selbsthemmung, als Selbstsperrdifferenziale eingesetzt.

Im Grunde genommen ist der Aufbau bei allen Bauformen gleich. Der Achsantrieb treibt den Differenzialkorb direkt an. Dieser wiederum gibt das Moment weiter auf ein Zwischenglied und dieses überträgt schlussendlich das Moment auf die zwei Seitenwellen. [2, S.679, S.680]

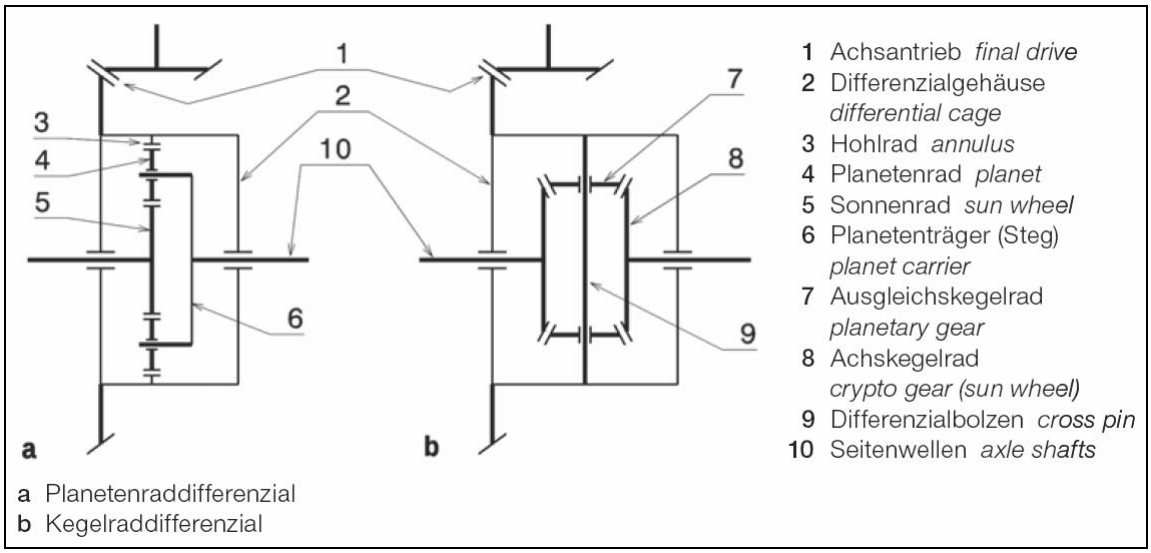


Abbildung 7: Prinzipielle Arten von Differenzialen [2, S.680, Bild M-62]

Von Nachteil bei einfachen Differenzialen ist, dass das Rad mit der geringsten Reibung die maximal mögliche Antriebskraft des Fahrzeugs bestimmt. Das

heißt, dass dieses Rad im schlimmsten Fall durchdreht, während das andere Rad sich nicht bewegt. In diesem Fall liegt der Gedanke nah, die Ausgleichsfunktion des Differenzials zu sperren.

Prinzipielle Arten dieser Sperren: [2, S.685]

- voreingestelltes Sperrmoment, z.B. Klauenkupplung, Reiblammellen-paket mit Federvorspannung
- drehzahlabhängiges Sperrmoment, z.B. Visco Lok Sperrdifferenzial, Reiblammellen-paket durch Drehzahldifferenz betätigt
- drehmomentabhängiges Sperrmoment, z.B. Torson-Differenzial
- regelbares Sperrmoment, z.B. elektrisch geregeltes Sperrdifferenzial

2.2.3 Die Wellen

Wellen sind dazu da Drehmomente zu übertragen. An ihnen können, je nach dem wie das Drehmoment in die Welle eingeleitet wird, Biegemomente entstehen. Dies ist zum Beispiel bei Zahnrädern, bei Kettenrädern und bei Kardangelenken der Fall.
Je nach Einbauort unterscheidet man im Fahrzeug zwischen Längswellen (Antriebswellen) und Seitenwellen. [2, S.692, S.693]

2.2.3.1 Die Antriebswellen

Die Aufgabe der Antriebswellen ist die Weiterleitung von Drehmomenten und Drehbewegungen des Motors über einen bestimmten räumlichen Abstand zum Achsantrieb bzw. zum Getriebe. Somit werden sie hauptsächlich bei Allradantriebsfahrzeugen und bei Fahrzeugen mit Frontmotor und Heckantrieb benötigt.
Zusätzlich von Bedeutung beim Pkw ist, dass bei einem Frontalaufprall die Antriebswellen auch Längskräfte zwischen der Motor-Getriebeeinheit und der Hinterachse übertragen. Deshalb müssen sie crashgerecht gestaltet sein. Das heißt, dass sie so konzipiert ist, dass sie im Crashfall möglichst schnell versagt damit eine negative Beeinflussung des Fahrzeug-Crashverhaltens so gering wie möglich gehalten wird.

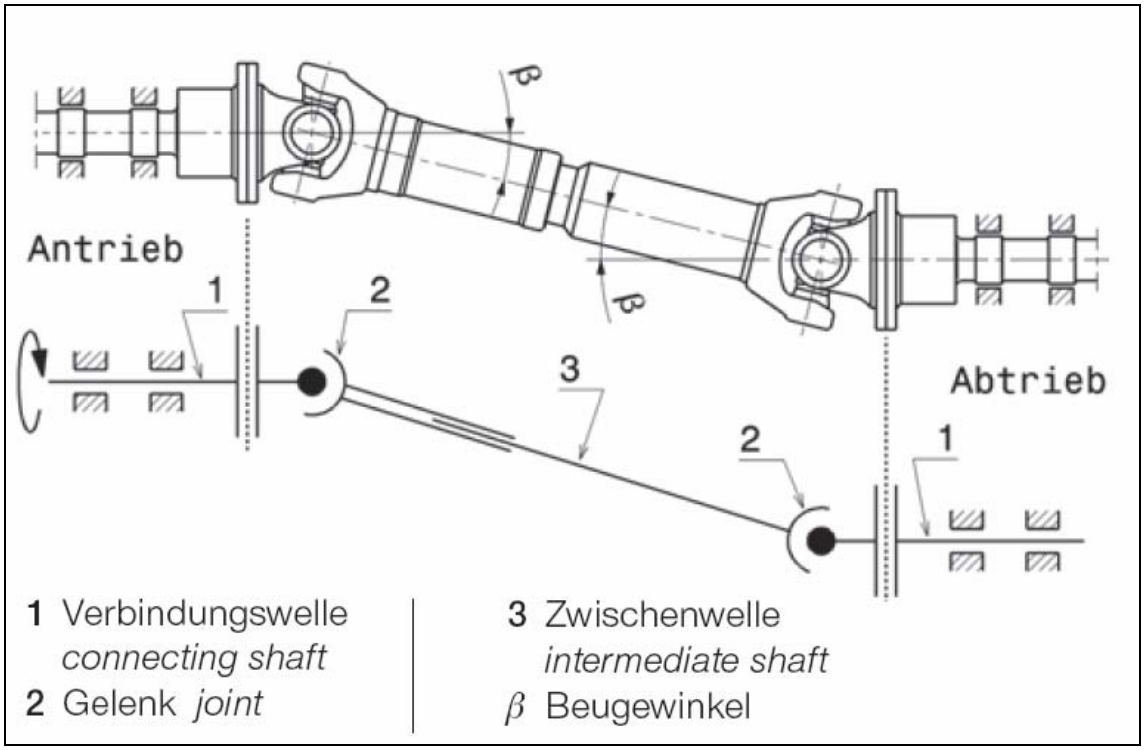
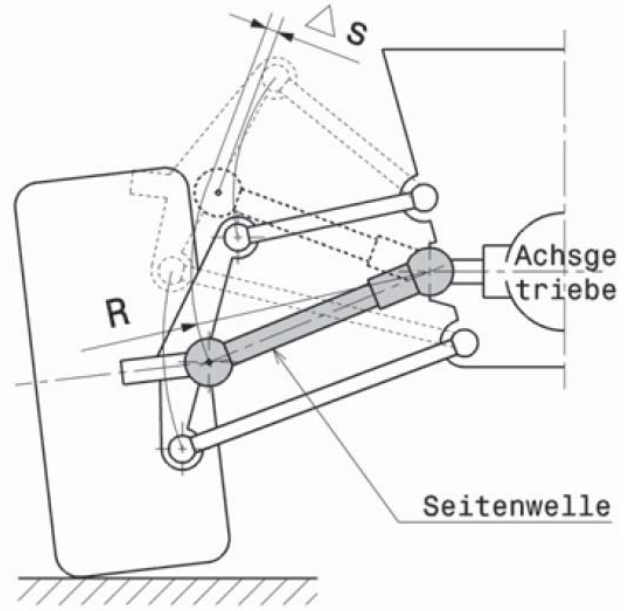


Abbildung 8: Gelenkwelle mit Kreuzgelenken und Längenausgleich [2, S.694, Bild M-73]

Durch den Abstand der beiden Wellenenden führen selbst kleine Verformungen des Fahrzeugrahmens zu spürbaren Verschiebungen der Anschlussflansche. Deshalb werden sie in der Regel als mehrteilige Gelenkwellen ausgeführt. [2, S.693]

2.2.3.2 Die Seitenwellen

Die Seitenwellen haben die Aufgabe das Antriebsmoment vom Achsdifferenzial zu den Rädern zu übertragen. Dabei enthalten sie an der Hinterachse Gleichlaufgelenke, die den nötigen Winkel- und Längenausgleich bei Federbewegungen ermöglichen. An der Vorderachse müssen sie noch zusätzlich die, durch den Radeinschlag hervorgerufenen, Beugewinkel ausgleichen. Die Steifigkeiten der Wellen sind das Hauptauslegekriterium. Die Torsionssteifigkeit wirkt sich auf den Lastwechselschlag aus. Durch Aufziehen des Triebstranges, beispielsweise bedingt durch Schaltvorgänge, kommt der so genannten Bonanzaeffekt (Aufschaukeln des Motors) zustande. Tritt Lastwechselschlag, Bonanzaeffekt oder beides auf, so sollte eine dicke Seitenwelle gewählt werden.



Beim Federn bewegen sich Querlenker und die Gelenkwellen auf unterschiedlichen Kreisbahnen. Dadurch ändert sich der Abstand zwischen dem Radträger und dem Ausgang des Achsgetriebes um den Betrag Δs. Die Gelenkwelle muss deshalb in der Länge verschiebbar sein sonst blockiert sie die Federbewegung.

Abbildung 9: Längenänderung einer Seitenwelle beim Federn [2, S.703, M-83]

Bei, durch den Antriebsstrang verursachten, Torsionsschwingungen wählt man eine relativ dünne Seitenwelle.

Die veränderbaren Parameter sind im Wesentlichen der Wellendurchmesser und die Wellenausführung (Hohlwelle, Monoblock usw.).

3 Die Zentrale Hinterradbremse

3.1 Allgemein

Unter dem Begriff „Zentrale Hinterradbremse“ soll eine Bremsanlage verstanden werden, welche die Hinterachse mittels einer Bremsscheibe bremst. Dies kann, nach den Regeln der Formula Student, zum einen durch eine starre Achse auf die eine Bremse wirkt oder durch ein Sperrdifferential das abgebremst wird realisiert werden.

Aus fahrtechnischer Sicht sollte bei der hier erarbeiteten Diplomarbeit die Variante mit Sperrdifferential für die Ausarbeitung verwendet werden.

Bei der Untersuchung welche Differentiale verwendet werden können, haben sich Sperrdifferentiale die drehmomentfühlend sind, wie zum Beispiel das Torsendifferenetial oder Helical Sperrdifferenzial, als günstig erwiesen. Der Grund dafür ist, dass bei diesen Differentialen der Antrieb beim Start und beim Bremsen praktisch mit einer 100% Differentialsperre versehen wäre, solange keines der Räder in der Luft hängt.

Da jedoch diese Diplomarbeit an das diesjährige Fahrzeug angepasst werden sollte, wurde trotz dieser eben erwähnten Vorteile ein drehzahlfühlendes Differential verwendet. Der Grund dafür war, dass Differentiale in der Anschaffung recht kostenintensiv sind, und wir das im aktuellen Fahrzeug verwendete Visco Lok Sperrdifferenzial noch verwenden können. Ein weiterer Grund ist, dass wir nochmal eines von der Firma GKN gesponsert bekommen sollten.

Der Hauptgrund, warum eine Einscheiben Bremsanlage von Vorteil wäre, ist die Verminderung der nicht gefederten Massen an den Rädern. Außerdem kann eine solche Bremsanlage durchaus leichter und kostengünstiger gestaltet werden.

3.2 Die Dimensionierung der Hinterachsbremse

Geg.:	$m_{ges} = 375kg$	Gesamtgewicht mit Fahrer
	$\mu_H = 1{,}5$	maximaler zu erwartender Haftreibwert
	$g = 9{,}81\frac{m}{s^2}$	
	$B = 1$	Bremsenanzahl
	$r_{dyn} = 26{,}5cm$	dynamischer Reifenrollradius
	$r_m = 97mm$	wirksamer mittlerer Reibradius bei gewählter Bremsscheibe
	$F_P = 500N$	Maximale Pedalkraft
	$i = 6$	Pedalübersetzung
	$A_{Pi,h} = 1{,}97cm^2$	Kolbenfläche Hauptbremszylinder hinten
	$\mu_{Bd,lo} = 0{,}39$	Gleitreibwert zwischen Bremsscheibe und Belag
	$j_B = 1$	Anzahl der Bremszangen die von Hauptbrems-zylinder versorgt werden
	$j_{Pi,W} = 4$	Anzahl der Kolben in einer Bremszange
	$s_{Pi,W} = 0{,}5mm$	Kolbenweg im Radbremszylinder (angenommene)

Berechnung Bremsmomentes der Hinterachse:

$F_{V,X,B} = m_{ges} \times g \times \mu_H$ $\quad \underline{F_{V,X,B} = 5518N}$ Gesamtbremskraft

$F_{X,B,h} = 0{,}35 \times F_{V,X,B}$ $\quad \underline{F_{X,B,h} = 1931N}$ Bremskraftanteil hinten

$M_{Brh} = \frac{F_{X,B,h} \times r_{dyn}}{B}$ $\quad \underline{\underline{M_{Brh} = 51200Ncm}}$ erforderliches Bremsmoment hinten

Berechnung der erforderlichen Bremskolbenfläche:

$F_{PR} = F_P \times i$ $\quad \underline{F_{PR} = 3000N}$ Ermittlung Kolbenstangenkraft

$p_{hyd} = \frac{F_{PR}}{2 \times A_{Pi,h}}$ $\quad \underline{p_{hyd} = 761\frac{N}{cm^2} = 76{,}1bar}$ Bremsflüssigkeitsdruck

$$A_{Pi,W,B} = \frac{M_{Brh}}{p_{hyd} \times r_m \times 2\mu_{Bd,lo}}$$ $$\underline{\underline{A_{Pi,W,B} = 8{,}89cm^2}}$$ nötige ges. Bremskolbenfläche

$$\underline{\underline{A_{Pi,W} = 5{,}07cm^2}}$$ Einzel Bremskolbenfläche des gewählter 4 Kolbenbrems-sattels (AP-Racing CP4226)

Berechnung des Pedalweges mit dem gewählten Sattel

$$s_{Pi,h} = j_B \times j_{Pi,W} \times \frac{A_{Pi,W}}{A_{Pi,h}} \times s_{Pi,W}$$ Kolbenweg im Hauptbremszylinder

$$\underline{s_{Pi,h} = 5{,}15mm}$$

$$s_P = s_{Pi,h} \times i$$ $$\underline{\underline{s_P = 30{,}9mm}}$$ Pedalweg

4 Die Konstruktion eines Antriebsstranges

Der nachfolgende Konstruktionsprozess ist in Anlehnung an den Arbeitsfluss beim Planen und Konstruieren verfasst. Der Planungs- und Konstruktionsprozess ist in die nachstehenden Hauptphasen zu unterteilen:

- Klären und Planen der Aufgabe
- Konzipieren
- Entwerfen
- Ausarbeiten

Die Hauptphasen werden nachfolgend am Beispiel der Konstruktion eines Antriebstranges für ein Formula Student Rennwagen näher erläutert. [7, S.51]

4.1 Das Klären und Planen der Aufgabenstellung

In der Ersten Hauptphase erfolgt eine ausführliche Untersuchung des Stands der Technik. Denn die Beschaffung genauerer Informationen fördert den Prozess der Ideenfindung und es können Anforderungen an die geplante Konstruktion gestellt werden. Um diese Phase genauer auszuführen, wird in den folgenden Abschnitten näher auf die erfolgten Arbeitsschritte eingegangen.

4.1.1 Der Stand der Technik

4.1.1.1 Die Probleme mit der alten Konstruktion

Im Jahr 2008, indem das Team „Technikum Mittweida Motorsport“ zum ersten Mal an der Formula Student Germany teilnahm, wurden verschiedene Nachteile an der Konstruktion des Fahrzeuges durch das Rennen und die Tests ersichtlich.

Abbildung 10: Fahrzeug der Saison 2007/2008 des Teams TMM

Zum einen lässt sich der Antriebstrang schlecht montieren bzw. demontieren da er im Gesamten heraus genommen werden muss; inklusive seiner Halterungen. Des Weiteren lässt sich das Kettenrad nur dann wechseln, wenn das Differential ausgebaut ist, da diese starr miteinander verbunden sind. Ein weiterer Nachteil ist die unsymmetrische Lage des Differentials und den sich dadurch ergebenden unterschiedlichen Längen der Antriebswellen.
Das Spannen der Kette ist zwar möglich, aber sehr umständlich.

4.1.1.2 Die Teamrecherche

In der nachfolgenden Tabelle wurden die Fahrzeuge der 20 besten Teams, der Formula Student Germany 2008, hinsichtlich der nachfolgenden 3 Kriterien überprüft.

Kriterium1: ist das Differential symmetrisch im Fahrzeug verbaut

Kriterium2: wird die Hinterachse mit nur einer Bremsscheibe über das Differential abgebremst

Kriterium3: welche Art der Kraftübertragung vom Motor zu den Rädern wird verwendet (Kette, Riemen,...)

Platz Rangliste 2008	Universität	Car Number	Teilnahme seit	Kriterium 1	Kriterium 2	Kriterium 3
1	Delft TU	85	2001	Ja	nein	Kette
2	Braunschweig TU	61	2002	nein	nein	Kette
3	Graz TU	2	2004	ja	nein	Kette
4	Wien TU	41	2008	ja	nein	Kette
5	Hatfield UH	88	1998	nein	kA	kA
6	Montreal ETS	78	2004	ja	kA	Kette
7	Darmstadt TU	6	2006	ja	nein	Kette
8	Helsinki PT	4	2001	ja	nein	Kette
9	Hamburg FH	69	2001	ja	nein	Kette
10	Toronto U	13	1999	ja	nein	Kette

Tabelle 1: Kriterienrecherche Platz 1-10 (Die vollständige Tabelle ist im Anhang zu sehen)

Auswertung Kriterium1:

Der Großteil der in der Tabelle 1 überprüften Fahrzeuge weist eine symmetrische Lage des Differentiales auf, jedoch ist über alle Fahrzeuge, die bei der Formula Student Germany 2008 mitgefahren sind, keine feste Tendenz zu sehen.

Auswertung Kriterium2:

Von den 20 besten Teams des Jahres 2008 besitzt kein Team eine über das Differential gebremste Hinterachse. Das beste Team mit einer solchen Bremsanlage war das Team „University of Strathclyde Motorsport“ mit dem Platz 24. Insgesamt gesehen gibt es nur wenige Teams in der Formula Student Germany, die eine Einscheibenbremsanlage an der Hinterachse verwenden. In der Regel wird stattdessen die 4 Radbremsanlage bevorzugt.

Auswertung Kriterium3:

Wie in der Tabelle 1 ersichtlich, benutzen fast alle dieser 20 Teams einen Kettenantrieb. Dies trifft außerdem für fast alle anderen Teams zu, die in der Formula Student fahren. Die dabei verwendete übliche Übersetzung ist etwa 3,7:1.

4.1.1.3 Die Idee der Optimierung

Das Optimierungspotential wurde durch die Analyse des Standes der Technik deutlich. Es entstand die Idee, einen Antriebstrang zu entwerfen, bei dem die Möglichkeit besteht die Hinterachse mittels einer Bremsscheibe zu bremsen.
Er ist so zu konstruieren, dass eine möglichst schnelle und einfache Montage und Demontage zu realisieren ist.

Auf Grund dieser Optimierungsidee wurde mit der Ausarbeitung einer Anforderungsliste begonnen. In dieser sind weitere Bedingungen und technische Merkmale festzulegen.

4.1.2 Die Anforderungsliste

Um die Anforderungen der Aufgabe zu präzisieren und eine informative Festlegung zu erhalten, wurde eine Anforderungsliste ausgearbeitet. Diese beinhaltet Ziele und Bedingungen der zu klärenden Aufgabe, die in Form von Forderungen (F) und Wünschen (W) abgebildet werden. Eine Forderung ist eine Festlegung, die unter allen Umständen verwirklicht werden soll und ein Wunsch ist eine Angabe, welche gemäß ihrer Möglichkeit berücksichtigt werden soll. Die in der Anforderungsliste festgelegten Angaben haben sowohl qualitative als auch quantitative Aussagen, damit die geplante Konstruktion konkretisiert werden kann. Die erstellte Anforderungsliste ist in Tabelle 2 dargestellt [7, S.66, S.73]

Die Anforderungsliste ist das Ergebnis der ersten Hauptphase, dem Klären und Planen der Aufgabe.
Zu ein paar wichtigen in der Anforderungsliste niedergeschriebenen Merkmalen wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen.

Eine sehr wichtige Anforderung stellen die Gebrauchsmerkmale dar. Der Antriebsstrang soll im eingebauten Zustand einfach und schnell ausgebaut und auch wieder eingesetzt werden können. Diese Forderung resultiert aus der Problematik, dass bei einem Defekt eines Teiles des Antriebs, dieser schnellst möglich ausgewechselt werden kann. Ebenso sinnvoll ist es, dass man nur durch Demontage der Antriebswelle auf der Kettenseite das Kettenrad wechseln kann. Der Hintergrund dazu ist nur durch Veränderung der Übersetzung die Beschleunigung und die Endgeschwindigkeit je nach gefahrener Rennstrecke variiert zu können.
Eine weitere wichtige Anforderung ist, dass möglichst alle Teile, die benötigt werden Kaufteile sind oder in der Fertigung der Hochschule Mittweida gefertigt werden können. Auf diese Art sollen die Kosten für Fertigungsteile gering gehalten werden.

		Anforderungsliste für den Antriebsstrang	Blatt 1 Seite 1
Änderungs-datum	F W	**Anforderungen**	Verantowrt-licher
		Physikalisch-technische Funktion	
		Funktion	
04.03.2009	F	bremsen der Hinterachse mit einer Bremsscheibe	A. Fuchs
04.03.2009	F	Verwendung eines Sperrdifferentials	A. Fuchs
04.03.2009	F	Regelkonformität mit den SAE- und FSG- Regeln	A. Fuchs
		Geometrie	
04.03.2009	F	an das Fahrzeug der Saison 2008/2009 anpassen	A. Fuchs
04.03.2009	W	Symmetrische Lage des Differentials	A. Fuchs
		Material	
04.03.2009	W	Alu verwenden (Stahl nur wenn nicht anders möglich)	A. Fuchs
		Anforderungen an die Technologie	
		Gebrauch	
12.03.2009	F	Verstellmöglichkeit des Antriebstranges zum Kettenspannen	A. Fuchs
12.03.2009	W	Kettenradwechsel ohne komplette Demontage des Antriebsstranges ermöglichen	A. Fuchs
04.03.2009	F	einfache und schnelle Montage und Demontage	A. Fuchs
		Fertigung	
04.03.2009	W	wenig Bauteile	
04.03.2009	W	Fertigbarkeit in Hochschule	A. Fuchs
		Ersetzt am 12.03.2009	

Tabelle 2: Anforderungsliste für den Antriebsstranges

Die in der ersten Hauptphase entstandene und fortwährend auf dem aktuellen Stand gehaltene Anforderungsliste dient im weiteren Konstruktionsprozess als Wissensspeicher sowie als aktuelle Arbeitsunterlage. Mit einer ausreichenden Formulierung der Anforderungen in der Anforderungsliste, kam es im nächsten Schritt zur Freigabe für die Konzipierung, der nächsten Phase des Konstruktionsprozesses. [7, S.66, S.73]

4.2 Die Konzipierung

In dieser Phase soll eine prinzipielle Lösung erarbeitet werden. Dafür wurden Konzeptvarianten für verschiedene Problemstellungen entwickelt und im Anschluss mit einem Vergleichsverfahren bewertet. In den folgenden Abschnitten sind die dafür erfolgten Arbeitsschritte näher erläutert.

4.2.1 Die Entwicklung von Konzepten

In dieser Phase des Entwicklungsprozesses werden zusätzliche wichtige Informationen gesammelt. Diese wurden durch skizzenhafte Entwürfe erarbeitet und zu Konzeptvarianten zusammengefasst. Dieser Entwicklungsschritt gestattet eine Bewertung anhand technischer und wirtschaftlicher Aspekte und hilft der Konkretisierung der Problemstellung. In den nachfolgenden Abschnitten sollen einige der erarbeiteten Konzeptvarianten vorgestellt und näher erläutert werden. Im Anschluss daran erfolgt eine Bewertung mittels eines Beurteilungsverfahrens, umso die vielversprechenste Variante zu ermitteln. Diese wird dann für den nächsten Prozessschritt, die Phase des Entwerfens, freigegeben. [7, S.135, S.145]

Konzeptentwürfe zum Spannen des Kettenrades

Variante 1: Verstellung mittels Gewindebolzen

Die erste Variante beinhaltet die Idee, das Spannen der Kette über ein Spannelement, bestehend aus 2 Gewindebolzen, einer davon Rechtsgewinde der andere Linksgewinde, und einer Verstellbuchse.
Durch das Drehen der Verstellbuchse werden die beiden Gewindebolzen zu einander hin beziehungsweise voneinander weg, je nach Drehrichtung, geschoben. Das wiederum hat eine Verschiebung der Lagerbuchse in x- und y-Richtung zur Folge, wodurch die Kette gespannt werden kann.
In der Nachfolgenden Abbildung 11 ist die eine Skizze zusehen, die das Prinzip dieser Variante verdeutlichen soll.

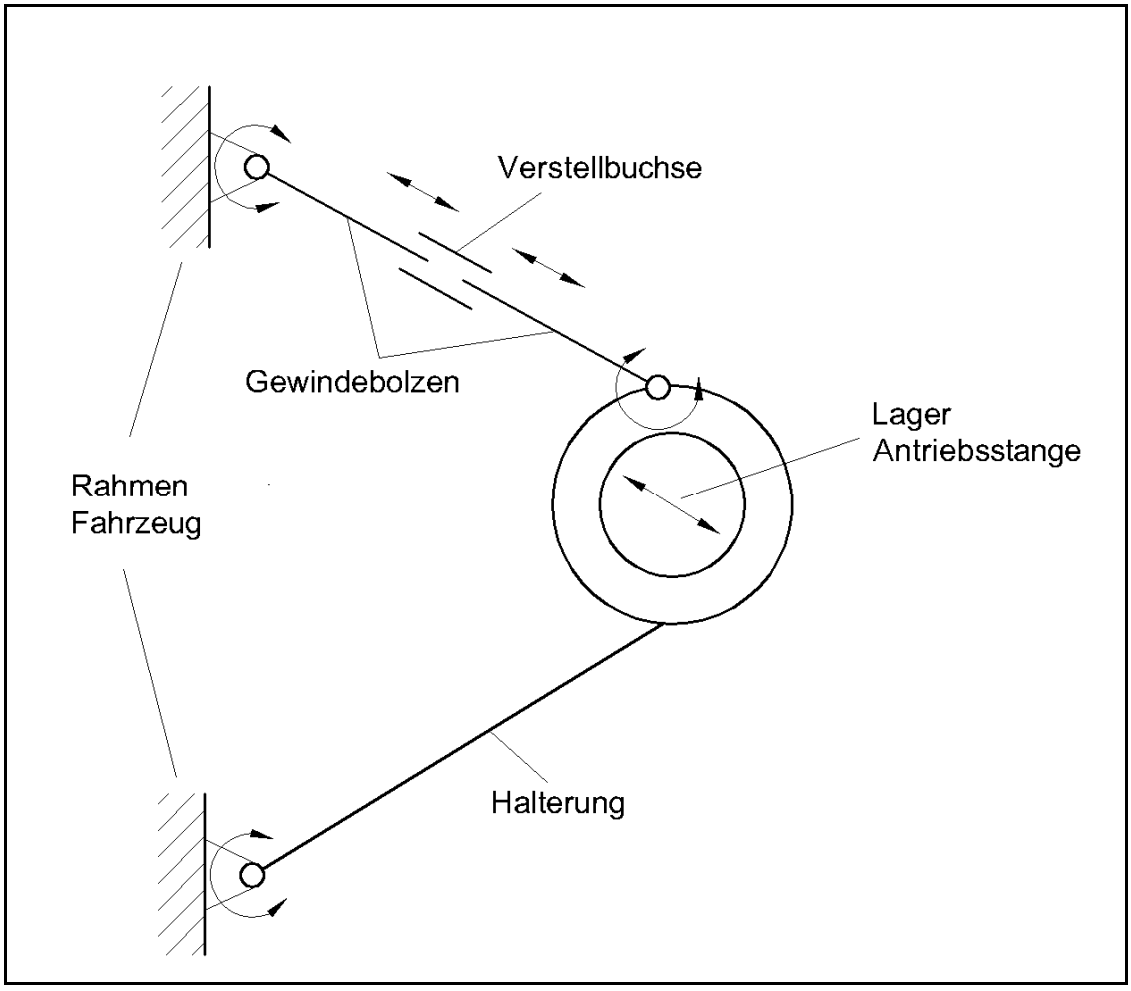


Abbildung 11: Variante 1 -Verstellung mittels Gewindebolzen

Variante 2: Verstellung mittels Exzenterscheibe

Im Gegensatz zu der Variante 1 besteht die Idee bei dieser Variante darin, dass hier keine Verstellung der Halterung vorgenommen wird, sondern nur der Antriebsstrang eine Relativbewegung ausführt. Dies wird durch eine, in der Halterung eingebrachte, Exzenterscheibe realisiert.

Das Spannen der Kette wird in diesem Fall durch die Drehung der Exenterscheiben ermöglicht, da hierbei wieder eine Verschiebung in x- und y-Richtung ermöglicht wird.

Das Prinzip dieser Variante wird in der nachfolgenden Abbildung 12 in Form einer Skizze verdeutlicht.

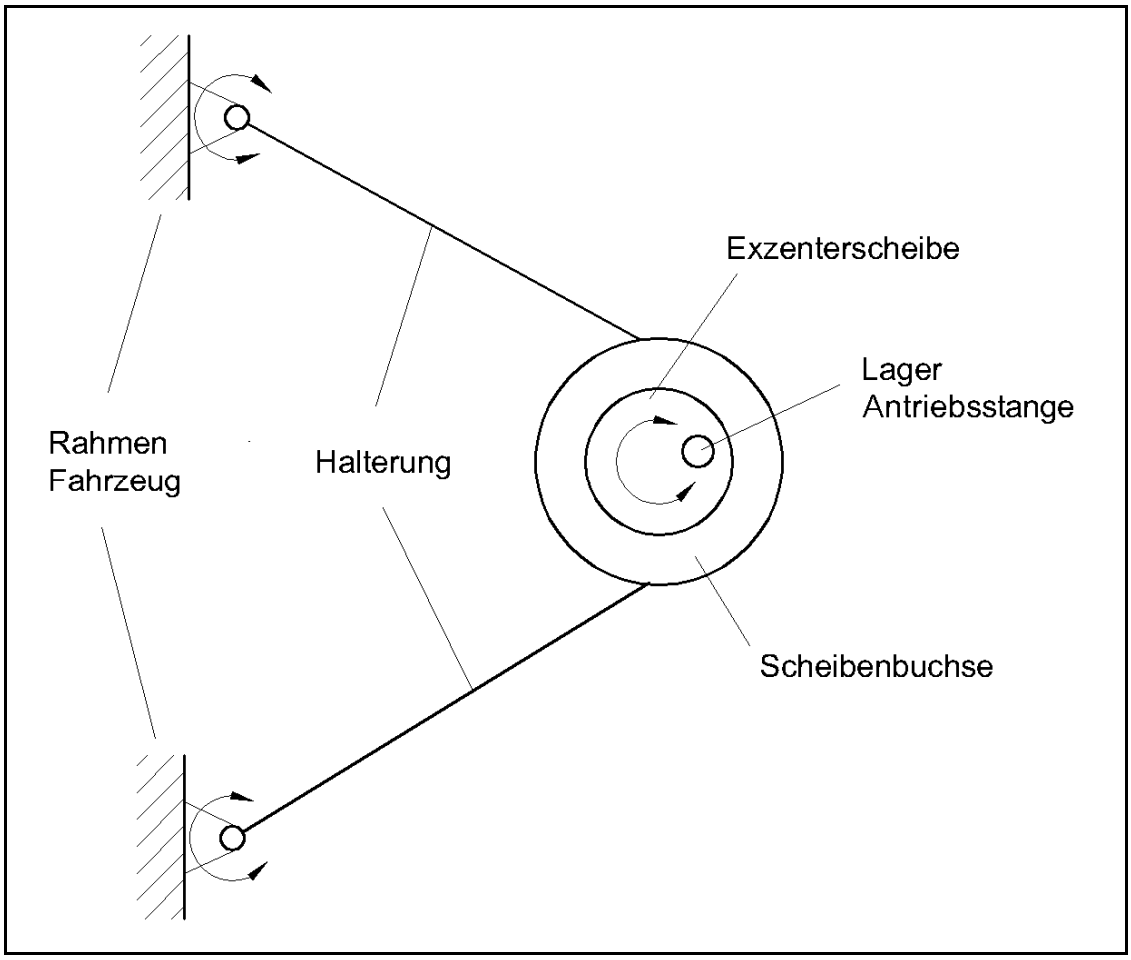


Abbildung 12: Variante 2 -Verstellung mittels Exzenterscheibe

Variante 3: Verstellung mittels Gleitlager

Die Variante 3 hat eine ähnliche Grundidee zur Basis wie die Variante 2. Auch bei dieser Variante ist die Halterung fest an den Rahmen montiert und nicht beweglich, sondern der Antriebstrang muss auch hier die Relativbewegung vornehmen.

Diese Bewegung wird durch einen, in der Halterung auf zwei Führungsschienen gelagerten, Schlitten erzeugt, der zum Spannen der Kette in x-Richtung verschiebbar ist.

Um das Prinzip besser zu verdeutlichen wurde auch hier eine Prinzipskizze erarbeitet, die in der nachfolgenden Abbildung 13 zu sehen ist.

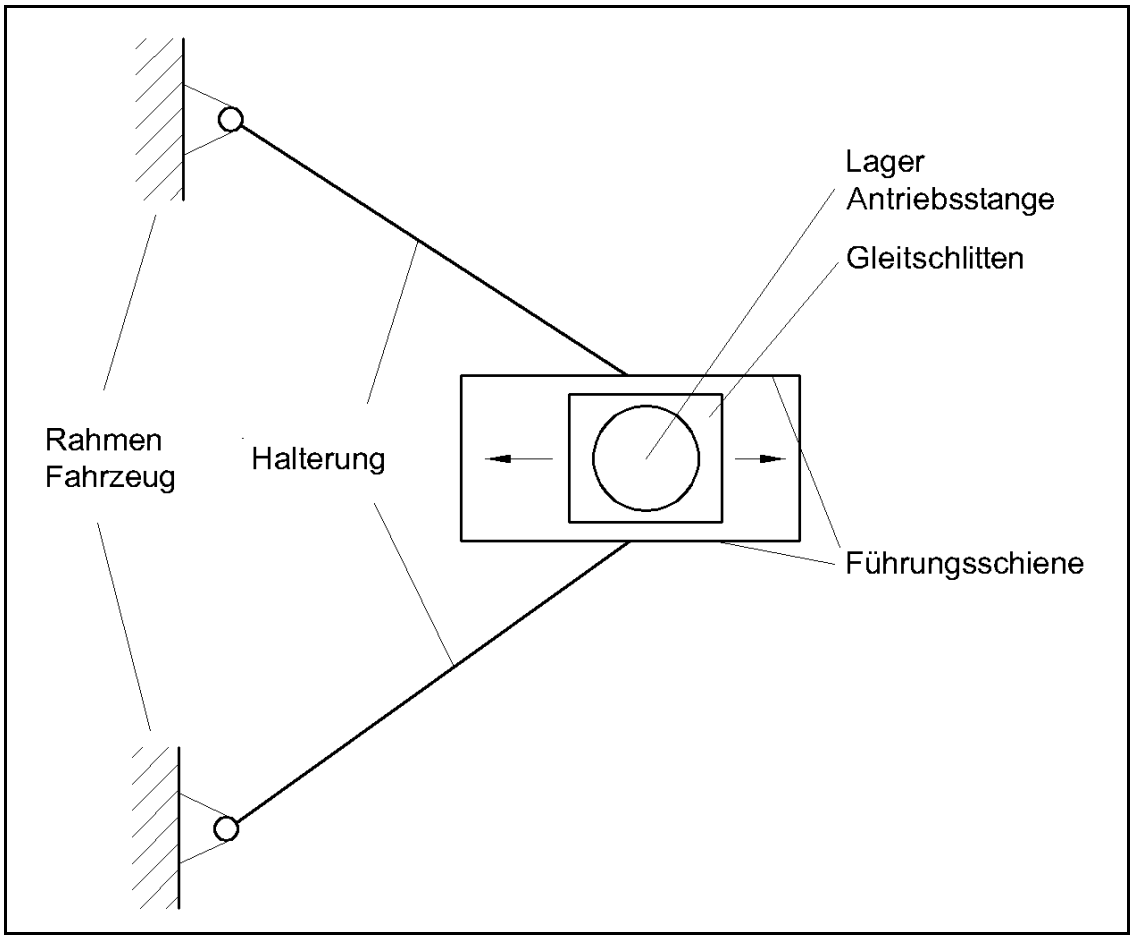


Abbildung 13: Variante 3 -Verstellung mittels Gleitlager

4.2.2 Die Bewertung der Konzeptvarianten

Um die entstandenen Konzeptvarianten zu beurteilt, erfolgt im Anschluss eine Bewertung in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2225.
Dieser Schritt hilft bei der Festlegung eines Endkonzeptes, welches im Anschluss für die kommende Konstruktionsphase, dem Entwurfsprozess, freigegeben wird. In diesem Zusammenhang wurden nachfolgende Teilschritte abgearbeitet [7, S 142]:

- Zusammenfassung relevanter technischer Bedingungen und Wünsche
- Punktbewertung der Eigenschaften nach VDI-Richtlinie 2225 von 0 (unbefriedigend) bis 4 (ideal)
- Ermittlung der Gesamtbeurteilungspunkte
- Ermitteln des Verhältnisses der erreichten Punkte zu der maximal erreichbaren Punktzahl mittels Division
- Wahl und Festlegung der für die Weiterbearbeitung vielversprechendsten Konzeptvariante, unter anhaltender Korrektur der Schwachstellen[7, S.143, S.163]

Das Ergebnis dieser Bewertung in Form einer Beurteilungsliste wird in der folgenden Tabelle 3 gezeigt.

Eigenschaften	**Variante 1**	**Variante 2**	**Variante 3**
Kette einfach und schnell spannbar	3	4	3
Wenig Bauteile	3	4	4
einfache Montage und Demontage	2	3	2
Wartungsaufwand	3	2	2
einfache Fertigung	4	4	3
Summe der Beurteilungspunkte (P_{er})	15	17	14
Verhältnis von P_{er} zu $P_{mög}$ ($P_{er}/20$)	0,75	0,85	0,7
Platzierung	2	1	3

Tabelle 3: Beurteilungsliste

Die Bestimmung der Bewertungspunkte für die verwendeten Bedingungen erfolgte durch das Vergleichen der drei ermittelten Konzeptvarianten. Die Platzierungen werden anhand der Anzahl der ereichten Punkte festgelegt. Das im Weiteren ermittelte Verhältnis veranschaulicht eine Wertung der erarbeiteten Konzeptvarianten im Vergleich zu einem Idealkonzept (Wert=1), welches in der Regel nie erreicht wird.

Die Beurteilungsliste, besonders das Verhältnis der ereichten Punktzahl zur maximal möglichen Punktzahl, zeigt, dass die verschiedenen Eigenschaften der Variante 2 die Forderungen und Wünsche der Anforderungsliste am besten widerspiegelt.

Aus diesem Grund wird die Konzeptvariante 2 für den sich anschließenden Entwurfsprozess, in dem diese weiter ausgearbeitet wird, freigegeben.

5 Das Entwerfen

In dieser Phase des Konstruktionsprozesses soll die konkrete Gestaltung des Konzeptes im Vordergrund stehen, mit dem Ziel danach eine gestalterische Festlegung der Lösungsvariante zu haben. Dabei erfolgt die Auswahl der Werkstoffe und der Fertigungsverfahren, eben so wie die Festlegung der Gestalt. Damit man einen guten Entwurf als Resultat erhält, ist die Beachtung einiger Regeln und Richtlinien für die Gestaltung notwendig. [7, S.179] Diese werden im Anschluss kurz dargestellt, bevor mit der gestalterischen Auslegung der Bauteile begonnen wird.

5.1 Die Grundregeln beim Gestalten und Gestaltungs-richtlinien

5.1.1 Die Grundregeln beim Gestalten

Die generellen Zielsetzungen die beim Entwurf erfüllt werden sollen sind:

- Erfüllung der Funktion
- Wirtschaftliche Realisierbarkeit
- Sicherheit für Mensch und Umgebung

Aus diesen eben genannten Bedingungen leiten sich die Grundregeln für die Gestaltung ab. Diese Lauten:

- eindeutig
- einfach
- sicher

Diese Regeln sind als Anweisung für den Gestaltungsprozess zu sehen und gelten immer. [7, S.185, S.186]

Durch die Beachtung der Eindeutigkeit können zuverlässig Voraussagen über die Wirkung und das Verhalten getroffen werden und des Weiteren erspart sie in den meisten Fällen Zeit und kostspielige Untersuchungen.

Mit Hilfe der Einfachheit wird in der Regel eine Wirtschaftliche Lösung sichergestellt.
Die Forderung nach Sicherheit zwingt den Konstrukteur zur stetigen Behandlung der Fragen nach Haltbarkeit, Unfallfreiheit, Umweltschutz und Zuverlässigkeit.
Die Einhaltung dieser Regeln lässt eine Vielzahl guter Realisierungsmöglichkeiten erwarten. Durch diese ist es möglich eine der Aufgabenstellung entsprechende Lösung zu erhalten.

5.1.2 Die Gestaltungsrichtlinien

Ebenso sinnvoll ist es, die Gestaltungsrichtlinien einzuhalten. Sie helfen den an die Konstruktion gestellten Bedingungen der erarbeiteten Anforderungsliste gerecht zu werden. Außerdem unterstützen sie die im vorhergegangen Abschnitt genannten Grundregeln.
Beispiele für solche Richtlinien sind unter anderem

- fertigungsgerechte Gestaltung
- werkstoffgerechte Gestaltung
- montagegerechte Gestaltung
- funktionsgerechte Gestaltung
- leichbaugerechte Gestaltung
- korrosionsgerechte Gestaltung
- u.v.m. [8, S.I 17]

Bei der Ausarbeitung der Konstruktion des Antriebstranges mit seinen Anbauteilen wurde viel Wert auf die fertigungsgerechte Gestaltung gelegt.

Die Richtlinie der fertigungsgerechten Konstruktion hat das Ziel, dass sich der Konstrukteur bereits während der Konstruktion Gedanken über die Fertigung macht. Hintergrund des Ganzen ist es die Bauteile so zu konstruieren, dass sie mit möglichst einfachen Fertigungsverfahren hergestellt werden können, damit die Fertigungskosten und die Fertigungszeit so gering wie möglich gehalten wird. Außerdem hat diese Richtlinie die Aufgabe dafür zu sorgen, dass eine bestimmte Fertigungsqualität erreicht wird. [7, S.298, S.301]

Des Weiteren wurden, außer den genannten Hauptprinzipien, weitere Richtlinien beachtet. Dazu zählen die montagegerechte, leichtbaugerechte und die werkstoffgerechte Gestaltung. Ferner wurde an hoch beanspruchten Bauteilen zusätzlich Wert auf die festigkeitsgerechte Gestaltung gelegt.

Im folgenden Abschnitt wird die Gestaltung der Baugruppen und der Einzelteile beschrieben. Diese wurden in Anlehnung an die eben behandelten Thematik entwickelt und entworfen

5.2 Die Gestaltung des Antriebsstranges

In den nachfolgenden Beschreibungen ist der Endentwurf der Baugruppe und deren Einzelteile zu sehen. Bei der Entwicklung der Bauteile erfolgt fortwährend eine Bewertung des Entwicklungsstandes, eine ständige Beseitigung der Schwachstellen der Bauteile und außerdem eine Kontrolle auf Fehler und Störgrößen.
Für die Konstruktion der einzelnen Bauteile stand das 3D-CAD-System Solid-Works 2008 Lehr-Edition der Hochschule Mittweida zur Verfügung. Jenes ermöglicht eine schnelle und einfache Gestaltentwicklung, den Aufbau der Baugruppen, sowie die Überprüfung der Funktionen.
Für die Festigkeitskeitsberechnungen, die bei einigen Bauteilen nötig waren, wurde das FEM- System Ansys Version 11 verwendet.
Des Weiteren mussten die Normteile sowie andere Kaufteile ausgewählt und in die Konstruktion eingebracht werden. Ebenfalls wurde das, für die Fertigung verwendete Material festgelegt.

5.2.1 Der Antriebsstrang

Die Abbildung 14 zeigt das 3D-CAD-Modell des Antriebsstranges. Diese Darstellung dient der Begriffsbenennung der Fertigungsteile. Außerdem vermittelt sie einen Eindruck über die Funktionsweise und den Aufbau.

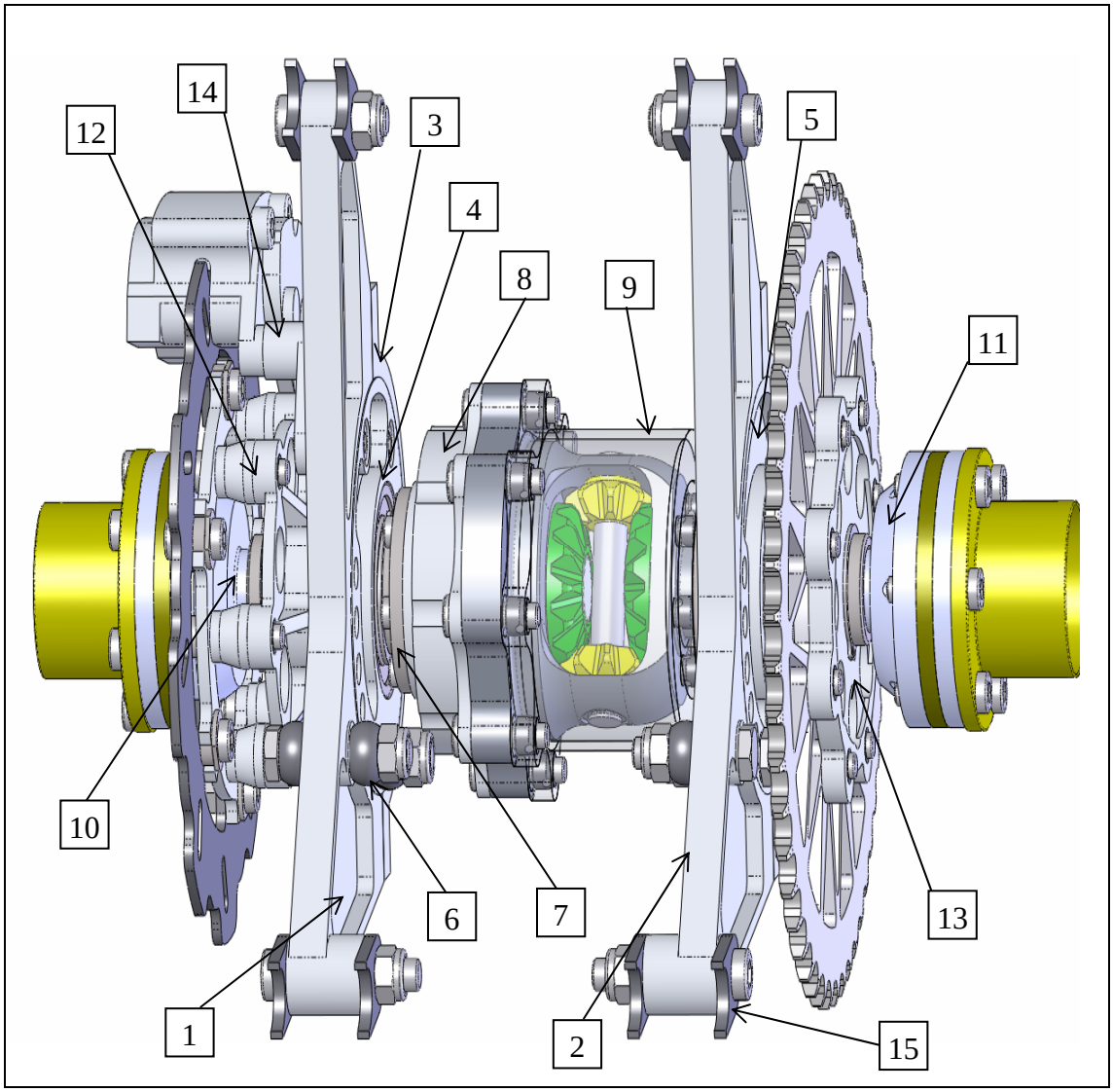


Abbildung 14: 3D-CAD-Modell des Antriebsstranges

Die Tabelle 4 stellt die, entsprechend der in der Abbildung gewählten Nummerierung, benannten Fertigungsteile zusammen.

Die benötigte Kettenlänge zur Verbindung des Antriebsstranges mit dem Motor sollten erst nach Einbau des Antriebsstranges in das Fahrzeug ermittelt werden, damit eine sicher gespannte Kette realisiert wird.

Fehler! Keine gültige Verknüpfung.**Tabelle 4: Einzelteilbenennung der Fertigungsteile des Antriebsstranges**

5.2.2 Die Halterung

Die Halterung stellte den Ausgangspunkt für die erfolgte Konstruktion dar und muss mehrere Funktionen erfüllen. Die folgende Abbildung 15 zeigt das entworfene 3D-CAD-Modell der „Halterung vorn rechts“.

Zum einen muss durch die Halterung die Befestigung des Antriebstranges mit dem Rahmen des Fahrzeuges realisiert werden. Dafür wurden 2 Bohrungen (Abb. 15a Nr.1) vorgesehen, über welche die Halterung mit Hilfe der Anschweißnasen (siehe 5.2.13) am Rahmen befestigt wird.

Weiterhin ist eine Aufnahme (Abb.15a Nr.2) für eine Scheibe vorgesehen sowie 2 Gewindebohrungen (Abb.15b Nr.4). Sie haben die Aufgabe die Scheibe mithilfe des Spannringes (siehe 5.2.3) fest zu halten.

Damit die Scheibe während des Betriebs nicht axial verrutschen kann, ist eine Nut (Abb.15b Nr.3) eingebracht. In diese greift ein an die Exzenterscheibe (siehe 5.2.4) angebrachtes Sicherungselement.

Eine weitere Aufgabe ist die Aufnahme der Verdrehsicherung der Scheibe. Zu diesem Zweck wurde eine weitere Bohrung (Abb.15a Nr.5) eingebracht, über die ein Sicherungsmechanismus angeschraubt werden kann.

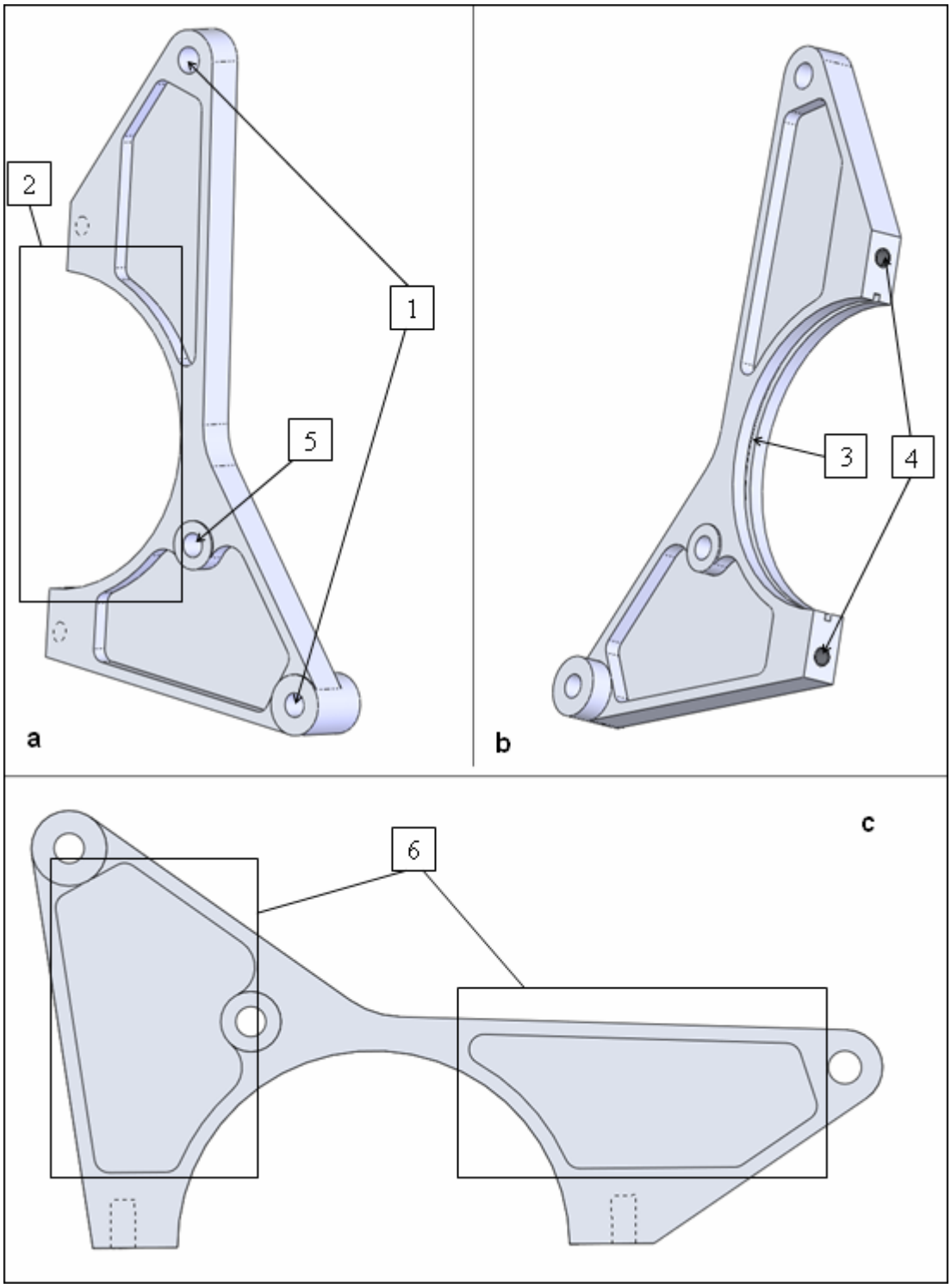


Abbildung 15: 3D-CAD-Model der Halterung vorn rechts

Um das Gewicht dieses Bauteils minimieren zu können, wurden auf beiden Seiten Materialaustragungen (Abb.15c Nr.6) vorgenommen, damit die Wandungsdicken so klein wie möglich gehalten werden können.

Als Material für die Halterung soll ein hochfestes Aluminium ENAW-7075 ($R_e \approx 400 \, N/mm^2$) verwendet werden. Durch diese Aluminiumlegierung kann ein Höchstmaß an Festigkeit bei geringem Gewicht realisiert werden.
Die Halterung vorne links ist lediglich eine Spiegelung der rechten Seite, weshalb auf eine nähere Betrachtung dieser verzichtet wurde.

5.2.3 Der Spannring

Die Spannringe sind eine weitere Komponente der Halterung. Das endgültige 3D-CAD Modell dieses Bauteiles ist in Abbildung 16 zu sehen.

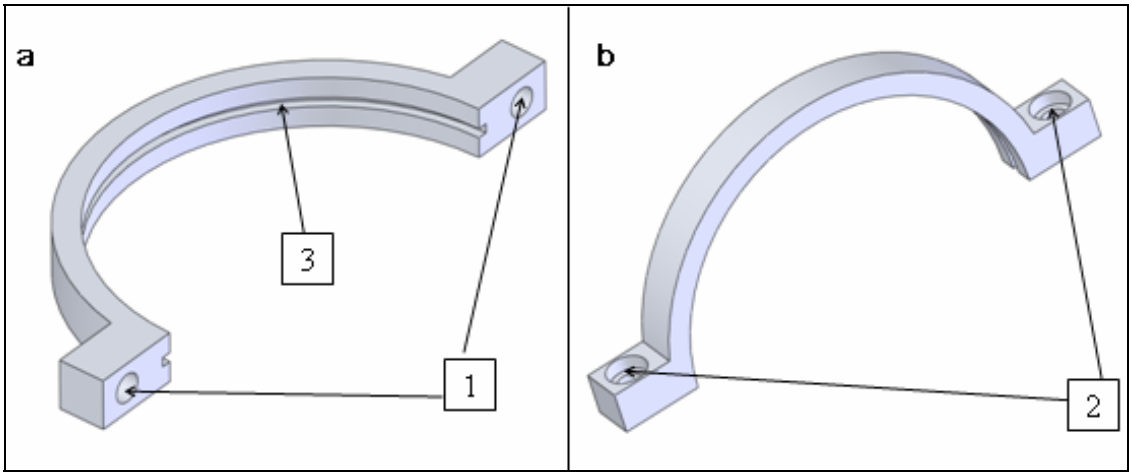


Abbildung 16: 3D-CAD-Modell des Spannrings

Die einzige Aufgabe, die der Spannring zu erfüllen hat, ist das Fixieren der Exzenterscheibe in der Halterung. Zu diesem Zweck sind 2 Bohrungen (Abb. 16 Nr.1) in ihn eingebracht. Auf der gegenüberliegenden Seite sind zusätzlich zwei Formsenkungen (Abb.16 Nr.2) eingebracht. In diese können die Schraubenköpfe versenkt werden. Des Weiteren ist, wie auch in der Halterung eine Nut (Abb.16 Nr.3) zur axialen Sicherung in den Spannring eingebracht wurden.
Die Materialauswahl fiel, analog zur Halterung, auf Aluminium ENAW-7075.

Berechnung Spannverbindung zwischen Halter und Spannring

Geg.: $T_{Nenn} = 512000Nmm$ Bremsmoment

$K_A = 2$ Anwendungsfaktor

$s_H = 2$ Haftsicherheit

$K = 1mm$ Korrekturfaktor für die Flächenpressung

$D_F = 130mm$ Fugendurchmesser (Ø des Exzenters)

$l_F = 12mm$ Fugenlänge

$n = 2$ Anzahl der Schrauben

$\mu = 0{,}1$ Haftbeiwert Alu-Alu (angenommen da keine Werte vorhanden)

$R_e = 400 \, N/mm^2$ Streckgrenze Aluminium EN-AW 7075

$s_F = 6$ Sicherheitsfaktor für Ermittlung von p_{Fzul}

Berechnung der erforderlichen kleinsten Fugenpressung:

$$p_{Fk} \geq \frac{2 \times K_A \times T_{Nenn} \times s_H \times K}{\Pi \times D_F^2 \times l_F \times \mu} \leq p_{Fzul} \qquad \underline{\underline{p_{Fk} = 64{,}3 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$p_{Fzul} = \frac{R_e}{s_F} \qquad p_{Fzul} = 66{,}6 \frac{N}{mm^2}$$ Zulässige Fugenpressung für das Material

$$p_{Fk} \leq p_{Fzul}$$

Berechnung der Klemmkraft je Schraube_

$$F_{Fl} \geq \frac{2 \times K_A \times T_{Nenn} \times s_H \times K}{n \times \Pi \times D_F \times \mu} \qquad \underline{\underline{F_{Kl} = 50146N}}$$

Dieser Wert ist bereits viel größer als der Wert der zulässigen Spannkraft einer M8 Schraube. Aus diesem Grund wurde, an dieser Stelle, die weitere Berechnung abgebrochen da eine solche Schraube keine ausreichende Festigkeit besitzen würde.

Um einen sicheren Halt trotzdem garantieren zu können, muss ein Sicherungsmechanismus (siehe 5.2.5) entworfen werden welche diese Kräfte aufnehmen kann.

5.2.4 Der Exzenterscheibe

5.2.4.1 Das 3D-CAD Modell

Die Exzenterscheibe stellt ebenfalls eine Komponente der Halterung dar. Sie besitzt die Aufgabe das Verstellen der Kette (das Spannen) zu ermöglichen. Die Abbildung 17 zeigt das 3D-CAD-Modell der „Exzenterscheibe bremsenseitig“.

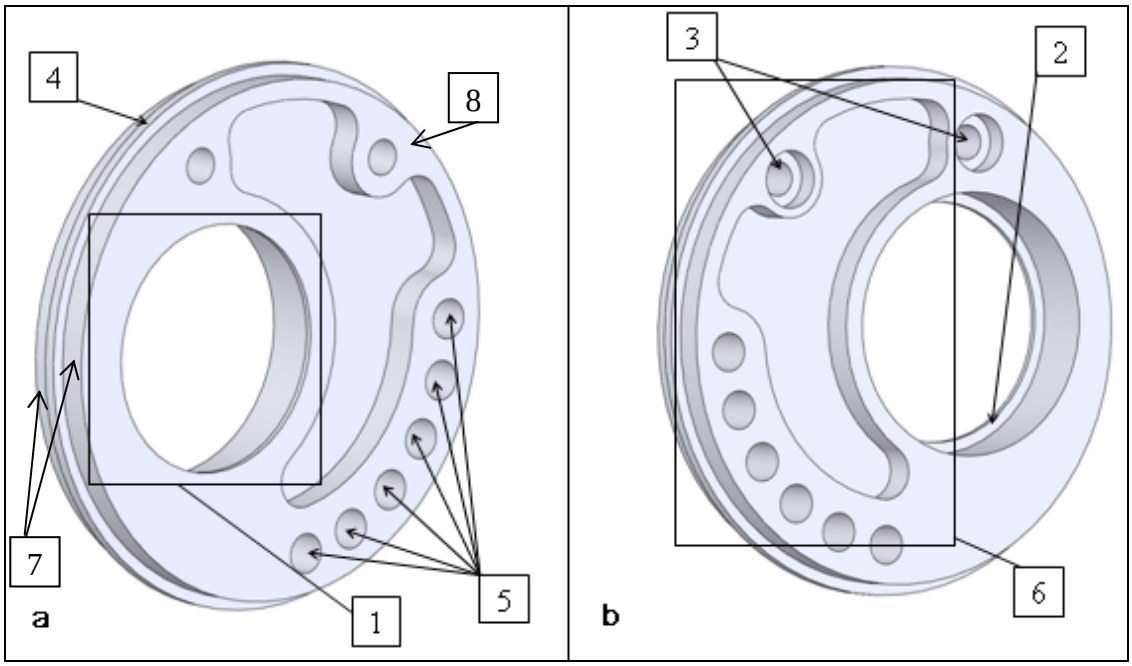


Abbildung 17: 3D-CAD-Modell Exzenterscheibe bremsenseitig

Die Aussparung (Abb.17a Nr.1) dient der Aufnahme eines Rillenkugellagers der Firma SKF. Diese soll nach Herstellerangaben mit den erforderlichen Passungen gefertigt werden. Zur seitlichen Begrenzung der Aussparung wurde eine Begrenzung in Form einer Querschnittsverjüngung (Abb.17b Nr.2) eingebracht. Diese dient als Anschlag für das Lager.

Die beiden Bohrungen mit Formsenkung (Abb.17b Nr.3) sind zum befestigen der Bremszange, mittels Schrauben, an der Exzenterscheibe gedacht. Dabei dient die Formsenkung dazu, dass der Schraubenkopf nicht über die Bauteiloberfläche herausragt.

Der Führungsring (Abb.17a Nr.4) hat die Aufgabe das Verrutschen der Excenterscheibe in axialer Richtung zu verhindern. Zu diesem Zweck ist er so gefertigt, dass er in die für ihn vorgesehene Nut in der Halterung und dem

Spannring passt. Um das Einsetzen zu erleichtern wurden seine Ecken mit Fasen versehen.
Die 6 Durchgangsbohrungen (Abb.17a Nr.5) dienen der Befestigung des Verdrehsicherungsmechanismus der Exzenterscheibe. Sie sind so angebracht, dass eine Vierteldrehung stufenlos realisiert werden kann. Dadurch kann ein Spannen der Kette, nach z.B. dem Wechsel des Kettenplattes ohne Änderung der Kette, realisiert werden.
Analog zur Halterung ist auch in die Exzenterscheibe eine Ausformung (Abb.17b Nr.6) auf beiden Seiten der Scheibe eingebracht. Dadurch wird das Gewicht verringert. Als Material wurde ebenfalls ein hochfestes Aluminium ENAW 7075 verwendet.
Die Exzenterscheibe der Gegenseite ist ähnlich aufgebaut, sie besitzt jedoch die Befestigungsbohrungen (Abb.17b Nr.3) nicht, wodurch die Ausformungen (Abb.17b Nr.6) etwas größer sind, als die in Abbildung 17 Dargestellten. Ferner ist sie genauso aufgebaut, wie die Bremsenseitige; jedoch gespiegelt.

5.2.4.2 Die FEM- Berechnung

Da es sich bei der Exenterscheibe Bremsenseitig um ein durch die angebrachte Bremsanlage stark beanspruchtes Bauteil handelt, wurde es mittels der FEM - Analyse auf Festigkeit und Verformung geprüft.

Damit das Bauteil möglichst real dargestellt werden kann, mussten sowohl die Kräfte als auch die Einspannungen so real wie nur möglich im FEM-Model berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck wurde in „Variante 1“ davon ausgegangenen, dass die Klemmverbindung hält. In „Variante 2“ wurde wiederum der Fall angenommen, dass die Klemmverbindung eben nicht mehr hält und der Sicherungsmechanismus wirkt.

Berechnung der Spannkraft (Wellenspannkraft)des Kettentriebes

Für die FEM- Berechnung ist die Spannkraft des Kettentriebes wichtig, damit die Exzenterscheibe möglich exakt berechnet werden kann. In der folgenden Abbildung 18 ist die Darstellung der wirkenden Kräfte in einem Kettentrieb zusehen.

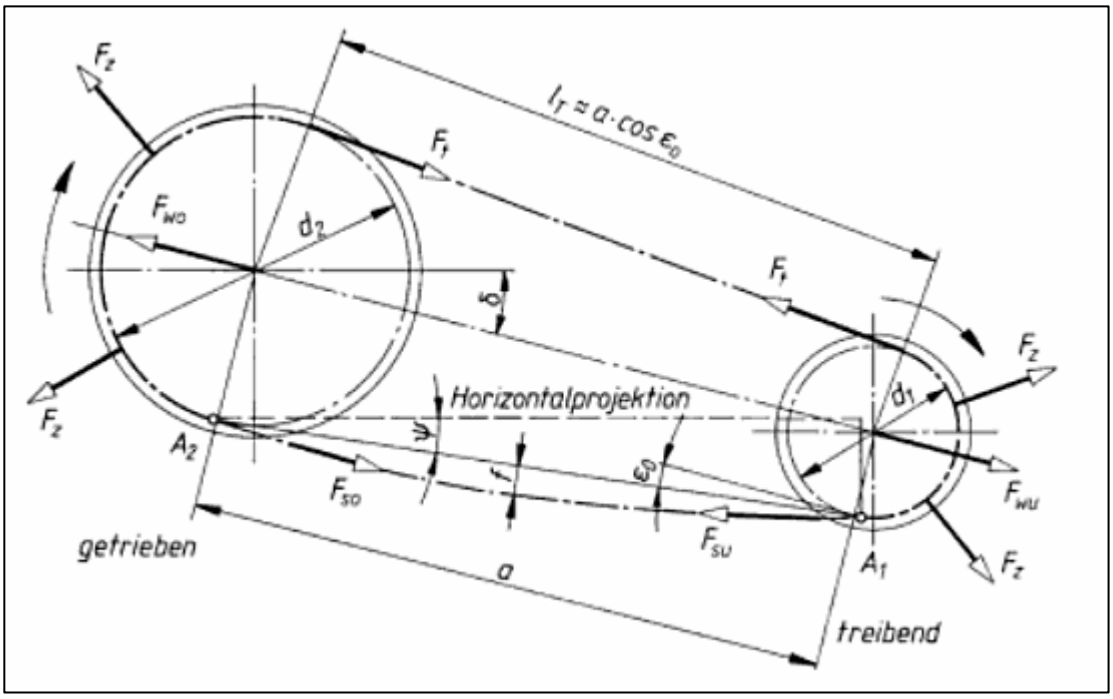


Abbildung 18: Kräfte am Kettentrieb [9, S.597]

Zur Ermittlung dieser Spannkraft dienen die nachfolgenden Berechnungen.

Geg.:	$p = 15{,}875\ \text{mm}$	Kettenteilung
	$z_1 = 14$	Zähnezahl
	$T_1 = 366{,}2\text{Nm}$	Drehmoment des Antriebsrades
	$q = 0{,}95\,{}^{\text{kg}}\!/_{\text{m}}$	Gewicht der Kette pro Meter
	$l_T \approx 238\text{mm}$	Kettentrumlänge (Gemessen im Model)
	$K_A = 1{,}5$	Sicherheitsfaktor
	$f_{rel} = 1\% = 0{,}01$	relativer Durchhang des Kettenleertrums (wurde angenommen)
	$g = 9{,}81\,{}^{\text{m}}\!/_{\text{s}}$	Fallbeschleunigung

- Berechnung des Teilkreisdurchmessers des Antriebsrades

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180°}{z_1}\right)} \qquad \underline{d_1 = 71{,}34\text{mm}}$$

- Berechnung der Kettenzugkraft

$$F_t = \frac{T_1}{d_1/2} \qquad \underline{F_t = 10266{,}34N}$$

- Berechnung des Stützzugs

$$F_s = \frac{q \times g \times l_T}{8 \times f_{rel}} \qquad \underline{F_s = 27{,}73N}$$

- **Berechnung der Wellenspannkraft**

$$F_W \approx F_t \times K_A + 2 \times F_s \qquad \underline{F_W = 15482{,}7N}$$

$$\underline{\underline{F_{W_verwendet} = 15{,}5kN}}$$

Zu Verwendung kommt der Einfachheit halber, in der FEM-Berechnung, die Kraft $F_{W_verwendet}$.

5.2.4.2.1 Die Variante 1: Klemmverbindung hält

Zum Einen werden die 2 Außenflächen des Führungsringes (Abb.17a Nr.4) in z-Richtung (in axiale Richtung) eingespannt. Das hat den Hintergrund, dass in der Realität diese Flächen in der Führungsnut der Halterung und des Spannrings liegen. Diese Nut begrenzt die axiale Verschiebung der Exenterscheibe, wie bereits oben beschrieben.

Die Außenringe (Abb.17a Nr.7) werden tangential eingespannt da diese in der Realität durch die Klemmverbindung zwischen Halter, Exenterscheibe und Spannring gehalten werden.

Außer den Einspannungen müssen auch die wirkenden Kräfte in das FEM-Model eingetragen werden. Da über die Bremszange ein Drehmoment in die Exzenterscheibe eingebracht wird, müssen an die Bohrungen (Abb.17b Nr.3) die wirkenden Kräfte angetragen werden. Dazu wurde an die Außenfläche (Abb.17b Nr.8) die zwei Kreisflächen, auf denen der Bremszangenadapter aufliegt, selektiert und mit je der hälfte, der durch das Moment wirkenden Kraft beaufschlagt.

In die Aussparung (Abb.17a Nr.1) wurde die Gewichtskraft der Eigenmasse des Antriebsstranges als Flächenlast eingebracht. Diese wurde mit 20 kg angenommen, weil das Gewicht diesen Wert nicht überschreiten wird.

Ferner muss in diese Aussparung die Spannkraft der Kette, welche berechnet wurde (siehe 4.2.4.2), eingebracht werden. Diese wurde ebenfalls als Flächenlast ausgeführt.

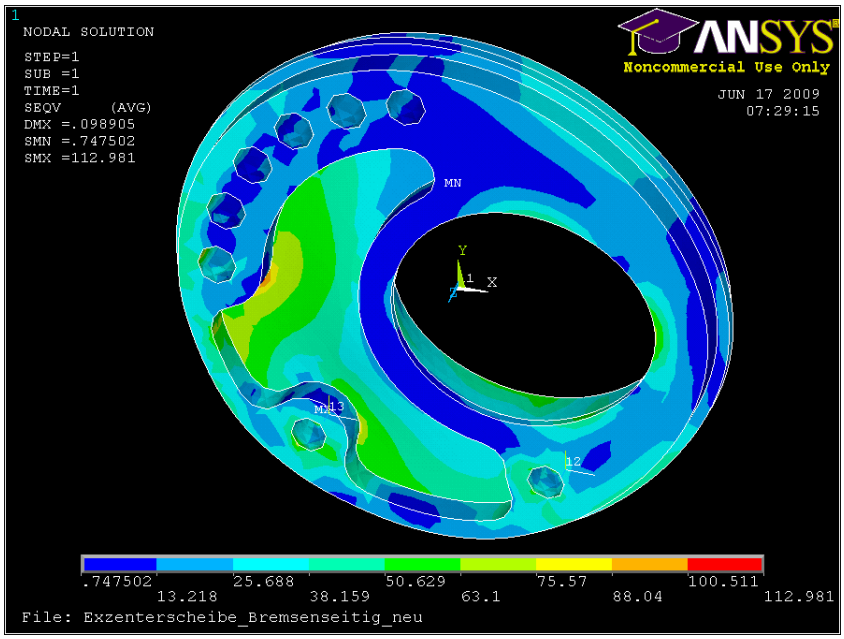


Abbildung 19: Variante 1- Spannungen nach Mies

Wie in Abbildung 19 zusehen ist, sind die maximal auftretenden Spannungen mit rund $R_{max} = 113 \, N/mm^2$ kleiner als die maximal zulässigen Spannungen ($R_e \approx 400 \, N/mm^2$)

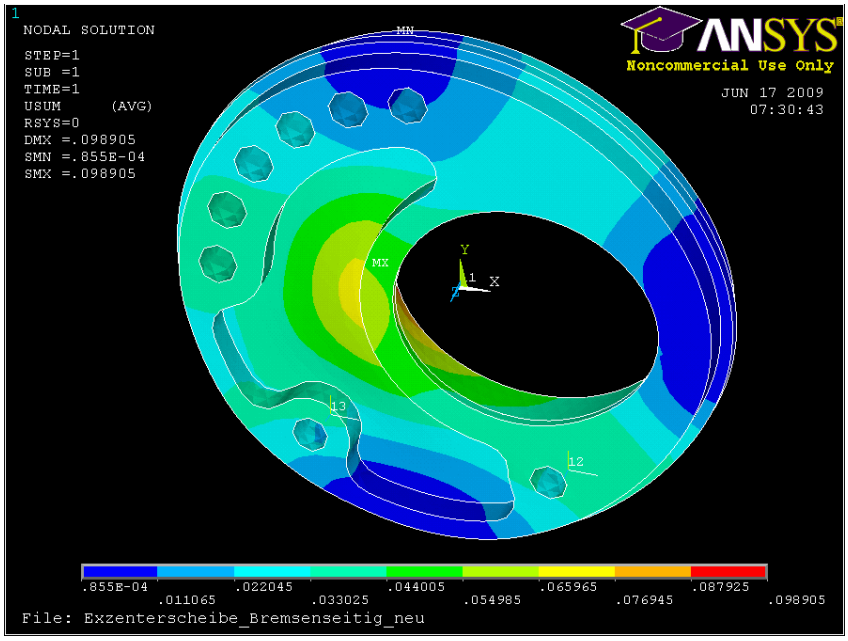


Abbildung 20: Variante1- gesamt Verformung

Dabei wurden Verformungen, wie in Abbildung 20 zusehen, von maximal 0,1mm gemessen

5.2.4.2.2 Die Variante 2: Sicherungselement hält

Wie schon in Variante 1 beschrieben wurde auch hier der Führungsring (Abb.17a Nr.4) in z-Richtung eingespannt.

An den Außenringen wurde jedoch die tangentiale Einspannung durch eine radiale Einspannung ersetzt. Das hat den Hintergrund, dass die Ausdehnung der Exenterscheibe durch die Halterung und den Spannring begrenzt wird aber die Klemmverbindung nicht mehr wirkt.

Die durch das Moment erzeugte Rotationsbewegung, wird über die Einspannung an der Sicherungsbohrung (Abb.17a Nr.5) verhindert. Dazu wurden die Kreisflächen auf denen der Sicherungsbolzen (siehe 5.2.5) aufliegt in x-, in y- und in z- Richtung eingespannt.

Die wirkenden Kräfte entsprechen denen der Variante 1. Daher wird auf eine nochmalige Beschreibung verzichtet.

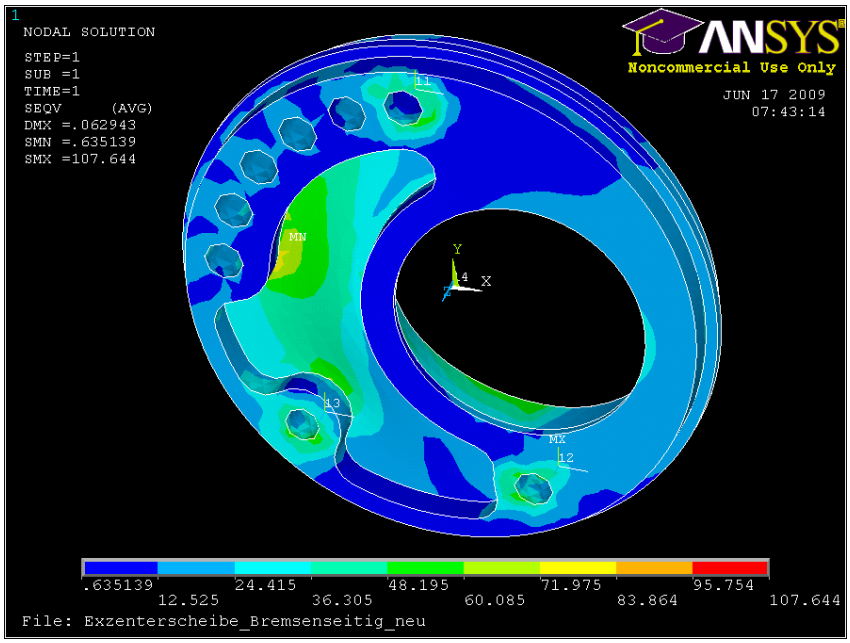


Abbildung 21: Variante 1- Spannungen nach Mies

Auch hier wurden die Verformungen nach Mies gemessen. Abbildung 21 zeigt das Ergebnis dieser Berechnung. Die dabei auftretenden Spannungen sind maximal $R_{max} \approx 108 \, N/mm^2$ und liegen damit ebenfalls unter der, für das Material maximal zulässigen Spannung. Sie sind sogar noch geringer als die in Variante1 ermittelten Spannungen. Die dabei auftretenden Verformungen sind ebenfalls etwas kleiner als die in Variante1.

5.2.5 Die Sicherung

Die Baugruppe „Sicherung“ besteht aus zwei Komponenten, einer Augenschraube (Abb. 22a Nr.1) und dem Sicherungsbolzen (Abb. 22a Nr.2). Seine Aufgabe ist es die Exenterscheibe gegen das Verdrehen zu sichern wenn die Klemmverbindung der Halterung und des Spannringes versagt.

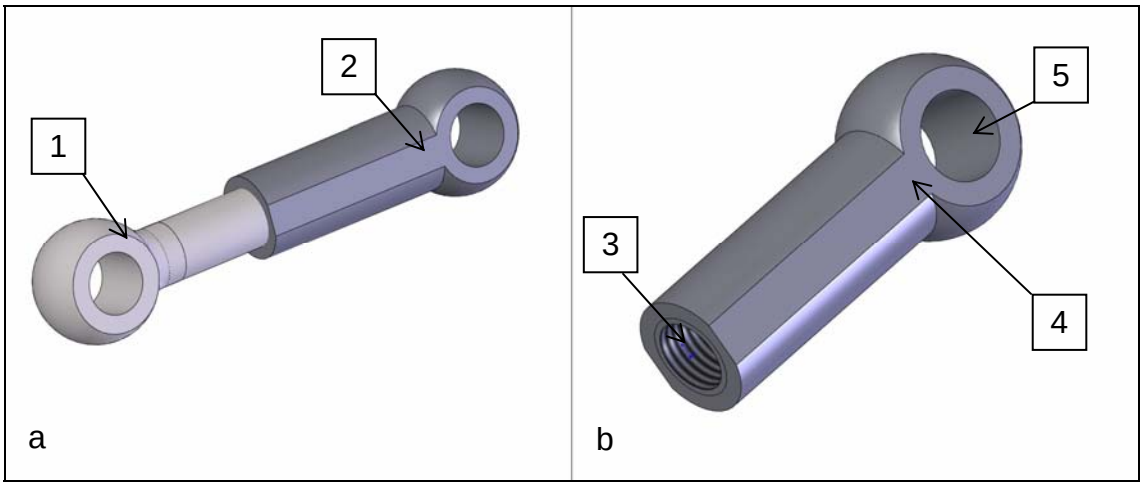


Abbildung 22: Sicherung

Die Abbildung 22a zeigt die Baugruppe und Abbildung 22b den Sicherungsbolzen.
Die Gewindebohrung (Abb. 22b Nr.3) dient der Aufnahme der Augenschraube. Durch das Gewinde wird eine Längenverstellung der Sicherung ermöglicht. Dadurch kann es je nach dem, wie der Exzenter gespannt wurde, an den Abstand der Bohrungen, in der Halterung und der Exzenterscheibe, angepasst werden.
Um eine größere Auflagefläche zu erzeugen, wurde die Sicherungsbuchse auf beiden Seiten abgeflacht. Des Weiteren musste einen Bohrung (Abb. 22b Nr.5) senkrecht zu den Abflachungen eingebracht werden, damit eine Befestigung der Sicherungsbuchs am Exzenter ermöglicht wird.
Als Material für die Buchse wurde der Vergütungsstahl 50CrMo4 gewählt.

Um die Schraubverbindung zu dimensionieren wurde die Schraube auf Zugbeanspruchung ausgelegt und statisch berechnet.

Berechnung:

Geg.: $d_2 = 9{,}026mm$ Flankendurchmesser Schraube M10

$d_3 = 8{,}16mm$ Kerndurchmesser Schraube M10

$F_{zug} = 9310N$ Zugkraft wird Halbiert da zwei Sicherungen

$R_{p0,2N} = 900 \, N/mm^2$ Streckgrenze eine 10.9 Schraube

$K_A = 10$ Sicherheitsfaktor

Berechnung des Wirkfläche

$$d_{wirk} = \frac{d_2 + d_3}{2} \qquad \underline{d_{wirk} = 8{,}593}$$

$$A_{wirk} = \frac{\Pi}{4} d_{wirk}^{\ 2} \qquad \underline{A_{wirk} = 57{,}99mm^2}$$

Berechnung der Maximal zulässigen Zugkraft

$$F_{zul} = \frac{R_{p0,2N} \times A_{wirk}}{K_A} \qquad \underline{F_{zul} = 5219{,}4N}$$

Wenn die Schraube ausreichend ist muss $F_{zul} \geq \frac{F_{zug}}{2}$ sein.

$$\underline{\underline{\frac{F_{zug}}{2} = 4655N \leq 5219{,}4N = F_{Zul}}}$$

Daraus folgt, dass eine M10 Augenschraube ausreichend ist.

5.2.6 Die Differentialanschlusswellen

Durch diese Bauteile wurde die Realisierung eines Wunsches aus der Anforderungsliste erst ermöglicht. Dieser Wunsch war die „Symmetrische Lage des Differentials“ zu realisieren.

Darüber hinaus soll über die Differentialanschlusswellen die Krafteinleitung in das Differential erfolgen. Dazu wurden an den Innenseiten Durchgangs-bohrungen (Abb.23 Nr.1) angebracht, damit die Anschlusswelle mit dem Flansch (siehe 5.2.7) bzw. mit dem Gehäuse (siehe 5.2.8) verschraubt werden kann. Um die Kraft- bzw. Momenteinleitung in die Wellen zu realisiert, wurde, in Anlehnung an die DIN 32712, an die Vorderseiten der Wellen eine Art Polygonwellen-Profil (Abb.23a Nr.2) angebracht.

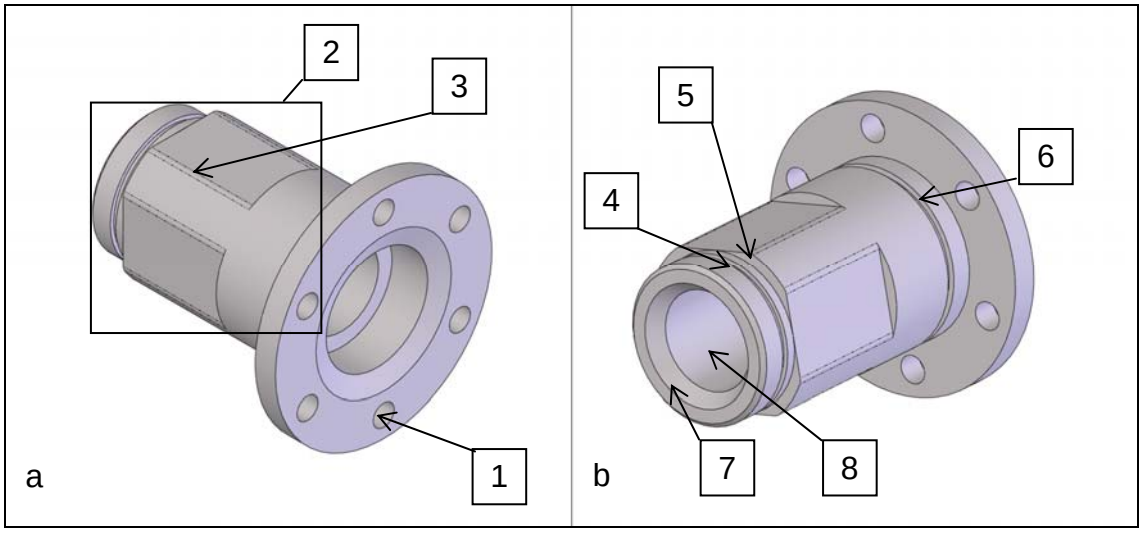


Abbildung 23: 3D-CAD-Modell der Differentialanschlusswelle

Jedoch wurden die Kanten (Abb.23a Nr.3) abgerundet. Der Grund dafür war die Fertigung der Gegenstücke an dem Kettenradhalter (siehe 5.2.11) bzw. dem Bremsscheibenhalter (siehe 5.2.10.1) zu erleichtern.

Damit die Halterung auf der Welle gegen eine axiale Verschiebung gesichert werden kann, wurde eine Nut (Abb. 25b Nr.4) zur Aufnahme eines Sicherungsringes eingebracht. Außerdem werden zu diesem Zweck die Flächen (Abb. 23b Nr.5) als Anschlag verwendet. Eine weitere Nut (Abb. 23b Nr.6) ist am anderen Ende, ebenfalls für einen Sicherungsring, eingearbeitet. Dieser Sicherungsring dient jedoch als Anschlag für die Exzenterscheibe und soll somit das komplette Differential gegen eine eventuell auftretende Verschiebung sichern.

Um ein Einbringen der Keilwellen (siehe 5.2.9) in das Differential zu erleichtern wurde eine zusätsliche Fase (Abb. 23b Nr.7) an die Zugangsbohrung angebracht. Diese Wellen werden gleitend in der Eingangsbohrung (Abb.23b Nr.8) gelagert, weshalb auf deren Passung und Oberflächebeschaffenheit geachtet werden muss.

Als Material wurde hierfür der Einsatzstahl C15 gewählt

5.2.7 Der Flansch

Der Flansch hat die Aufgabe die Kräfte bzw. die Momente, die von der Differentialanschlusswelle übertragen werden, in das Differential weiterzuleiten. Zu diesem Zweck wurden, für Ensat-Gewindeeinsätze, Durchgangsbohrungen

(Abb.24a Nr.1) eingebracht welche nach dem, vom Hersteller vorgegebenen Passungen ausgeführt wurden. Zum leichteren Einschrauben der Einsätze versah man die Bohrungen mit zusätslichen Fasen (Abb.24b Nr.2), welche nach Herstellerangaben ausgeführt wurden.

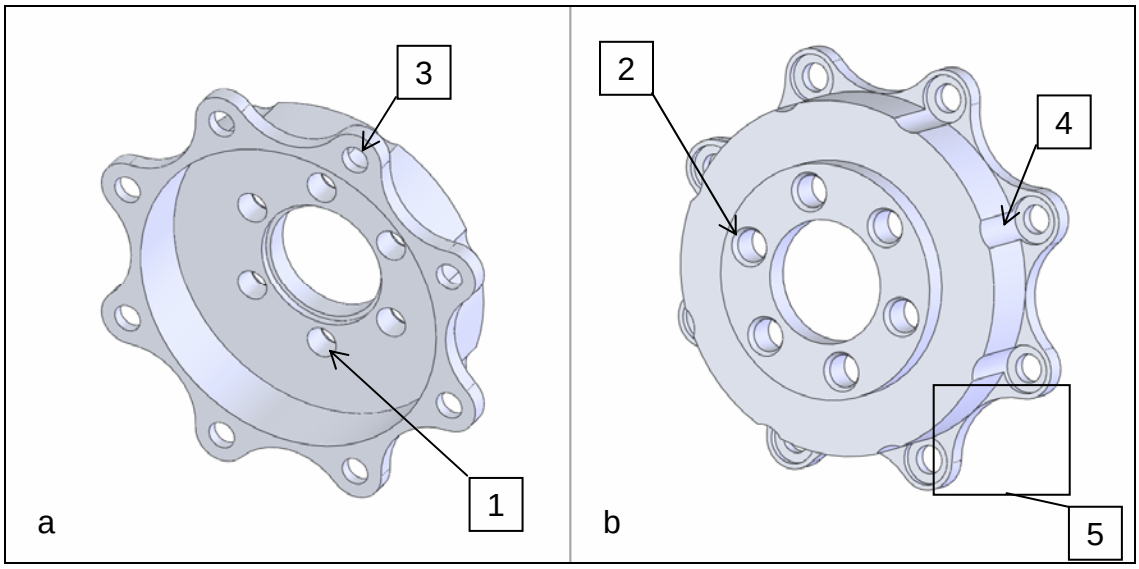


Abbildung 24: 3D_CAD_Model_des_Flansches

Da der Flansch am Differential befestigt werden musste, wurden weiter Durchgangsbohrungen (Abb.24a Nr.3) angebracht. Über diese wird er mit dem Befestigungsring am Differential verschraubt. Damit die Schrauben angebracht werden können, mussten Aussparungen (Abb.24b Nr.4) in der Wandung erzeugt werden. Dazu wurden Formsenkungen an die Bohrungen angebracht. Zur weiteren Gewichtsreduktion wurde am Außenring (Abb. 24b Nr.5) zusätzlich Material eingespart.
Das für den Flansch verwendete Material ist wieder das Aluminium 7075.

5.2.8 Das Differentialgehäuse

Das Differentialgehäuse hat dieselbe Aufgabe wie der Flansch. Dazu wurden auch hier Durchgangsbohrungen (Abb. 25b Nr.1) mit Fasen zur Aufnahme von Ensat-Gewindeeinsätzen vorgesehen, über die die Differentialanschlusswelle befestigt wird.
Weiter Gewindeeinsätze sind in die, ebenfalls mit einer Fase versehenen, Durchgangsbohrungen (Abb.25a Nr.2) einzubringen. Diese dienen einerseits zur Befestigung des Gehäuses am Differential und andererseits als „Mutter“ zur Befestigung des Flansches. Um ein Aufsetzen des Gehäuses auf das

Differential zu erleichtern, wurde an die Unterseite eine Fase (Abb. 25 Nr. 3) angebracht.

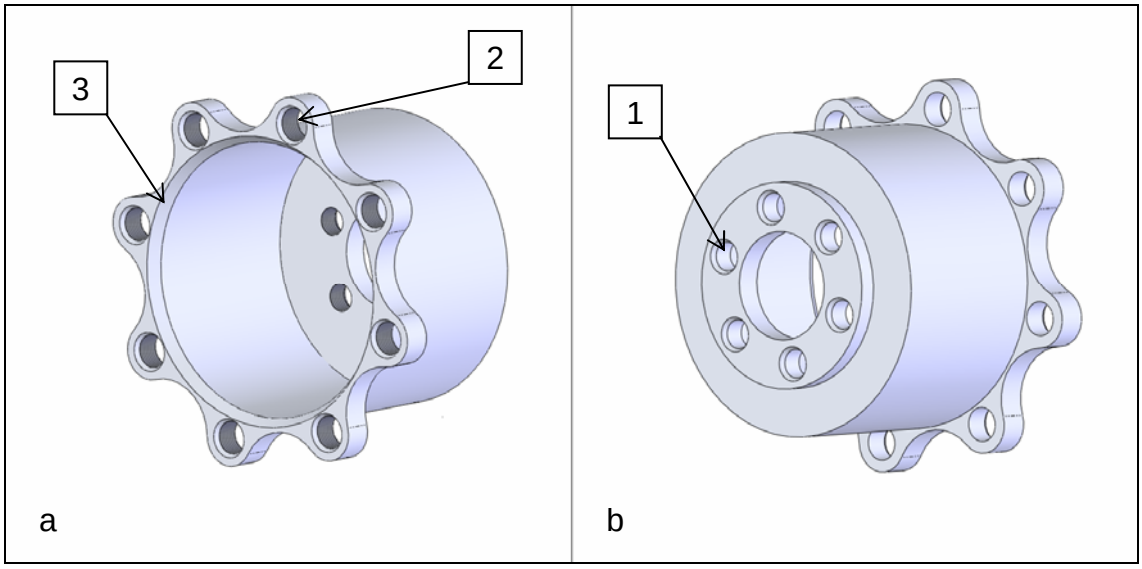


Abbildung 25: 3D_CAD_Model_des_Differentialgehäuses

Die zweite wichtige Aufgabe ist, das Differential vor dem Eindringen von Dreck zu schützen, da das Differential offen ausgeführt ist.
Als Material kommt ebenfalls 7075 Aluminium zum Einsatz.

5.2.9 Die Keilwellen

Die Aufgabe der Keilwellen ist, die Übertragung des Drehmomentes vom Differential, über die Seitewellen (Antriebswellen), hin zu den Rädern. Zu diesem Zweck ist an die Spitze der Keilwelle eine Keilwellenverzahnung (Abb.26b Nr1) nach der Norm Ansi B92.2 angebracht wurden. Hergestellt wird diese mittels Drahterodieren.

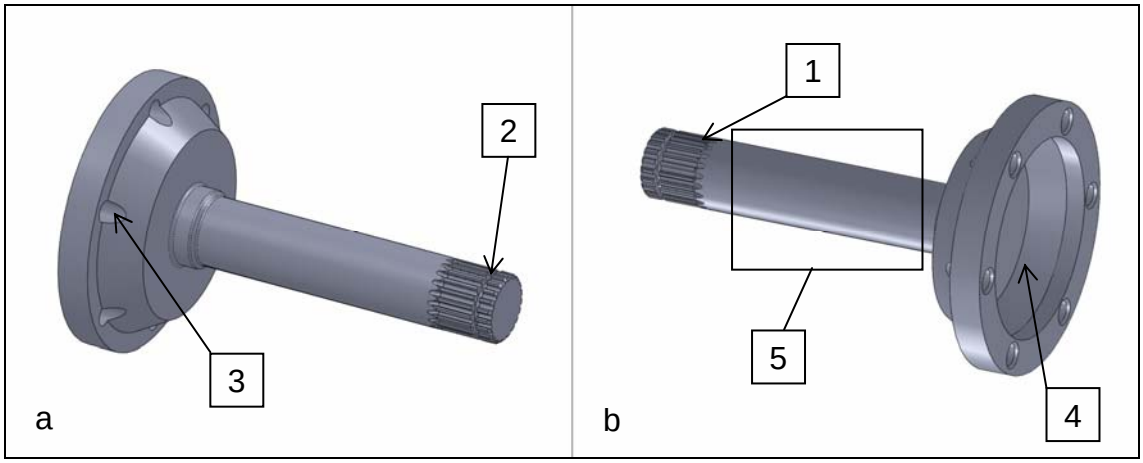


Abbildung 26: 3D-CAD-Model-Keilwellen gehäuseseitig

Damit die Keilwellen im Differential axial gesichert werden können, wurde eine Nut (Abb.26a Nr.2), für einen Sprengring in die Verzahnung eingebracht.
Die Gewindebohrungen (Abb.26a Nr.3) dienen der Befestigung der Antriebswellen an den Keilwellen. Damit diese montiert werden können, muss ebenfalls die Aussparung (Abb.26b Nr.4) vorhanden sein, da sonst die Kugelgelenke ihre Bewegungsfreiheit verlieren würden. Auf die Beschaffenheit der Oberfläche (Abb.26b Nr.5) der Wellen sollte besonders geachtet werden, da diese gleitend in der Eingangsbohrung der Differentialanschlusswellen lagern.
Als Material kommt der Baustahl E295 zum Einsatz.
Die beiden Antriebswellen unterscheiden sich nur in ihrer Länge voneinander, weshalb nicht näher auf die „Keilwelle flanschseitig“ eingegangen wird.

5.2.10 Die Baugruppe Bremsscheibenhalterung

Die Baugruppe Bremsscheibenhalterung hat die Aufgabe die Bremsscheibe mit dem abzubremsenden Differential zu verbinden. Des Weiteren muss über die Halterung die schwimmende Lagerung der Scheibe realisiert werden, damit eine axiale Verschiebung ermöglicht wird. Diese Verschiebung ist notwendig damit ein Verziehen der Scheibe beim Bremsen verhindert werden kann. Die Bremsscheibenhalterung besteht aus 4 unterschiedlichen Bauelementen.

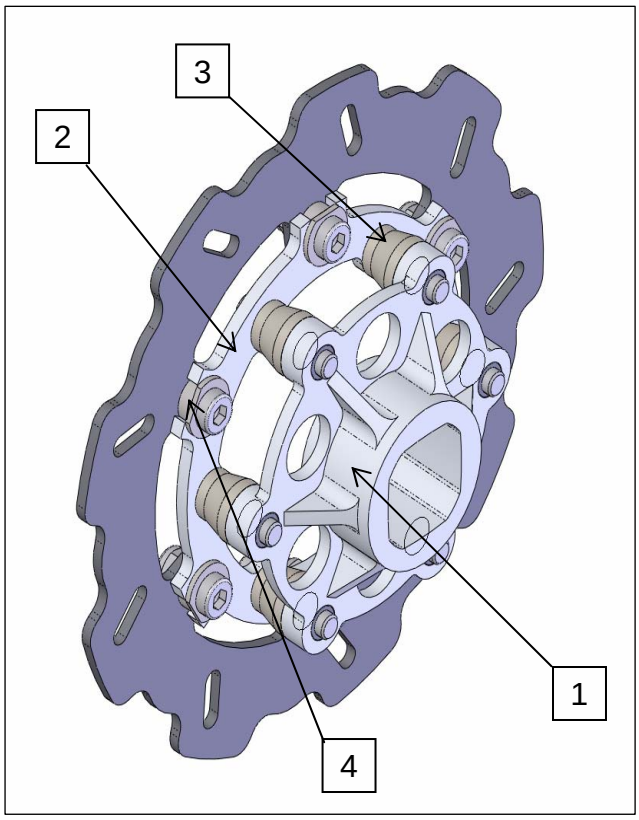


Abbildung 27: Baugruppe Bremsenhalterung

Nummer	Benennung	Nummer	Benennung
1	Bremsscheibenhalter	3	Distanzstücke
2	Bremsscheiben-aufnahme	4	Floater

Tabelle 5: Einzelteilbenennung der Fertigungsteile der Bremsscheibenhalterung

5.2.10.1 Die Bremsscheibenhalter

5.2.10.1.1 Das 3D-CAD Model

Der Bremsscheibenhalter ist notwendig um das Bremsmoment von der Bremsscheibe auf die Differentialanschlusswellen und damit auf das Differential zu übertragen. Zu diesem Zweck wurde in Anlehnung an die DIN 32712 ein Polygonnaben-Profil (Abb.28b Nr.1) in sie eingearbeitet. Wie schon bei den Differentialanschlusswellen wurden auch hier die Kanten (Abb.28b Nr.2) abgerundet, damit dieses Profil einfach mittels Fräsen erzeugt werden kann.

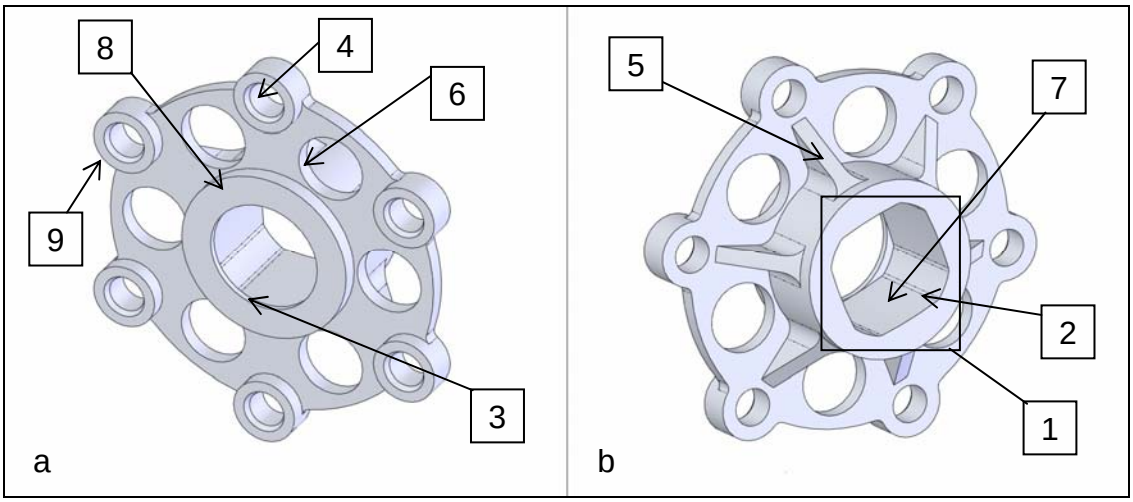


Abbildung 28: 3D_CAD_Model_des_Bremsscheibenhalters

Gegen axiale Verschiebung wird sie durch die Kante (Abb.28a Nr.3) gesichert. Diese stößt auf der Innenseite an die Anschlagsflächen und auf der Außenseite an den Sicherungsring der Differentialanschlusswelle an und begrenzt somit die Verschiebung.

Die Bohrungen (Abb.28a Nr.4) sind mit Fasen versehen und dienen der Einbringung von Ensat-Gewindeeinsätzen. Über diese werden dann alle anderen Komponenten der Bremsscheibenhalterung mit dem Halter verbunden.

Die Rippung (Abb.28b Nr.5) soll der Erhöhung der Biegefestigkeit der Scheibe dienen.

Die Bohrungen (Abb.28a Nr.6) sind an Stellen angebracht, an denen in der Vollscheibe keine bzw. nur wenige Spannungen auftreten. Sie dienen der Gewichtsreduktion an diesem Bauteil.

Als Material soll das Aluminium 7075 verwendet werden.

5.2.10.1.2 Die FEM- Berechnung

Die Exenterscheibe bremsseitig ist durch die angebrachte Bremsanlage ein stark beanspruchtes Bauteil. Deshalb wurde es mittels der FEM -Analyse auf Festigkeit und Verformung geprüft.

Dazu wurden die Flächen 1 (Abb.28b Nr.7), unter Berücksichtigung des Drehsinnes, zu je dreiviertel in x- und in y-Richtung eingespannt. Das hat den Hintergrund, dass diese Flächen in der Realität formschlüssig mit den Flächen des Polygonwelle-Profis verbunden sind.
Außerdem wurde die z-Richtung an der Fläche 2 (Abb.28a Nr.8) eingespannt. Diese Einspannung wird in der Realität durch den Sicherungsring hervorgerufen, da dieser die axiale Verschiebung verhindert.
Damit sind die Einspannungen komplett und es wurde mit der Anbringung der zu übertragenden Kräfte begonnen.
Die einzig wichtige kritische Kraft, die es zu übertragen gilt, ist die durch das Bremsmoment verursachte Umfangskraft. Zu diesem Zweck wurden die Kräfte auf die Flächen 3 (Abb.28a Nr.9) so angebracht, dass die resultierende Gesamt-kraft radial zur Scheibe wirkt.

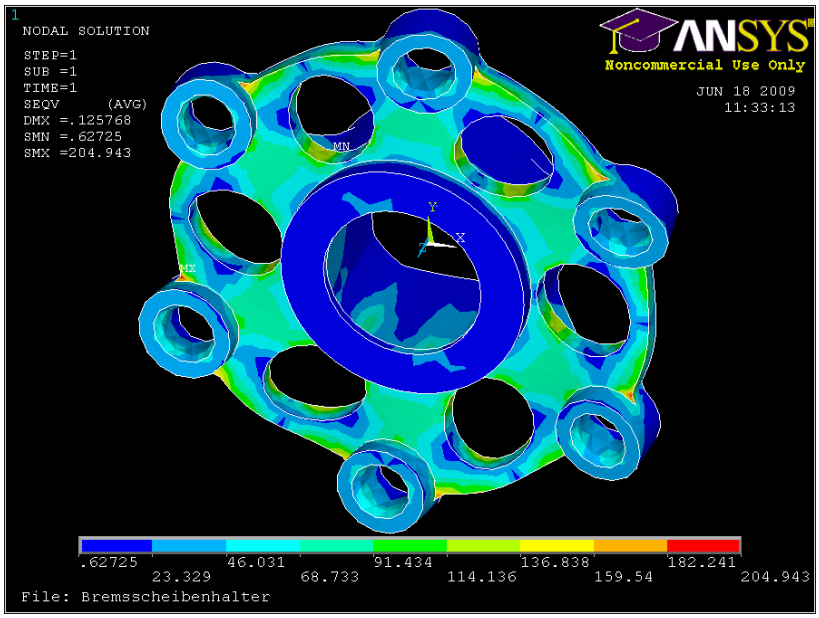


Abbildung 29: Bremsscheibenhalter-Spannungen nach Mies

Wie in Abbildung 29 zusehen ist, sind die maximal auftretenden Spannungen mit rund $R_{max} = 205 \, N/mm^2$ kleiner als die maximal zulässige Spannungen.

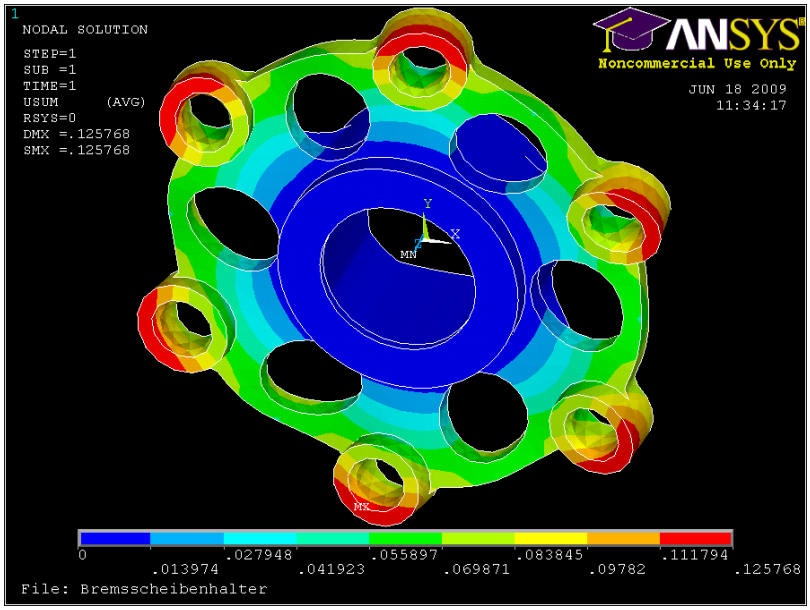


Abbildung 30: Bremsscheibenhalter-Gesamtverformung

Dabei wurden Verformungen, wie in Abbildung 31 zusehen, von maximal 0,13mm gemessen.

5.2.10.2 Die Bremsscheibenaufnahme

5.2.10.2.1 Das 3D-CAD Model

Die nachfolgende Abbildung 31 zeigt das 3D-CAD-Model der Bremsscheibenaufnahme. Sie hat die Aufgabe die Bremsscheibe mit der Bremsscheibehalterung zu verbinden. Zu diesem Zweck wurden die Durchgangsbohrungen (Abb.34 Nr.1) angebracht, über die sie mit den dazwischen liegenden Distanzstücken (siehe 5.2.10.3) verschraubt werden.

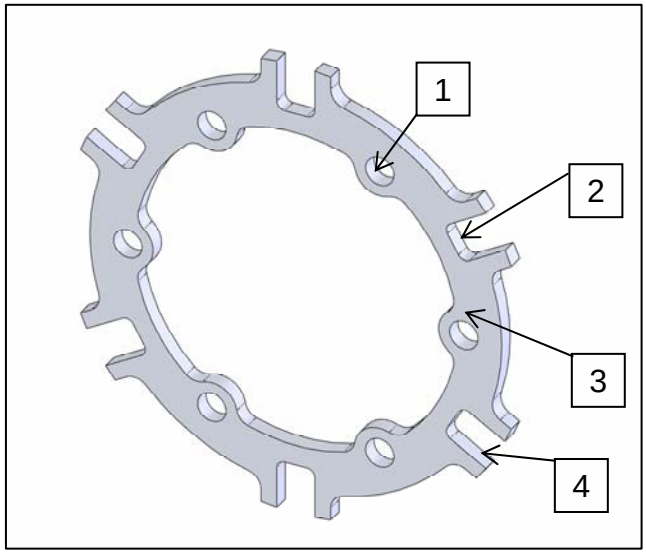


Abbildung 31: 3D- Modell der Bremsscheibenaufnahme

Die Aussparungen (Abb.31 Nr.2) dienen der Aufnahme der Floater, welche in Verbindung mit der Bremsscheibenaufnahme die schwimmende Lagerung der Bremsscheibe realisieren. Aus diesem Grund muss an diesen Stellen auch

genau auf die Einhaltung der Passungen geachtet werden. Die Floater sollen sich zwar verschieben können, aber nicht zuviel Spiel haben.
Das verwendete Material soll auch hier das Aluminium 7075 sein, da es eine hohe Festigkeit bei geringem Gewicht zulässt.

5.2.10.2.2 Die FEM- Berechnung

Auch dieses Bauteil der Bremsenhalterung wurde mittels der FEM berechnet.
Als Erstes wurden wieder die Einspannungen erzeugt. Diese wurden in x-, y- und z-Richtung auf die Fläche 1 (Abb.31 Nr.3), radial um die Bohrungen (Abb.31 Nr.1) angebracht. Der Hintergrund dafür, ist dass die Bremsscheibenaufnahme an diesen Stellen durch die Verschraubungen mit dem Bremsscheibenhalter gegen die Distanzstücke gepresst werden.
Die Flächen 2 (Abb.31 Nr.4), der Aussparungen wurden jeweils mit einer Flächenlast beaufschlagt, die zusammen eine radial um das Zentrum der Aufnahme wirkenden Gesamtkraft hervorrufen. Diese Kräfte wurden aber nur auf die Teile der Flächen aufgetragen auf die die Floater wirken.

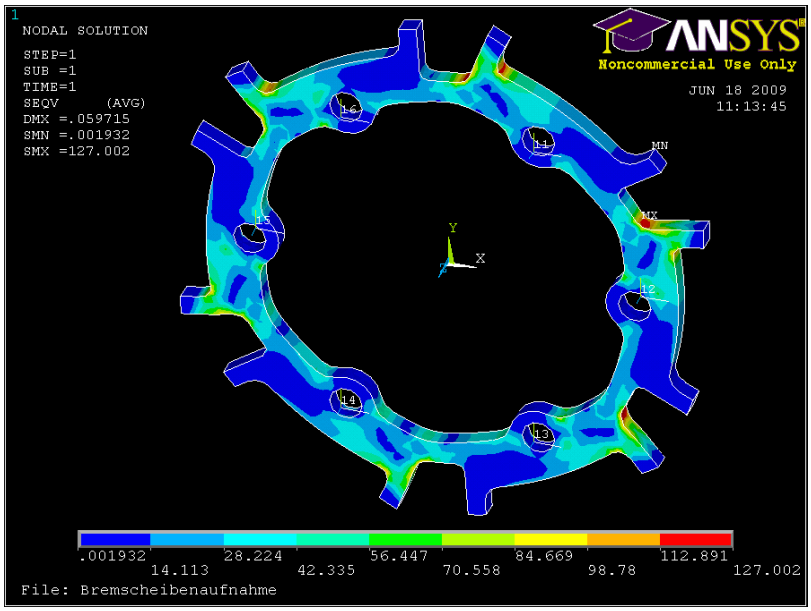


Abbildung 32: Bremsscheibenaufnahme-Spannungen nach Mies

Wie in Abbildung 32 zusehen ist, sind die maximal auftretenden Spannungen mit rund $R_{max} = 128 \, N/mm^2$ kleiner als die maximal zulässige Spannungen.

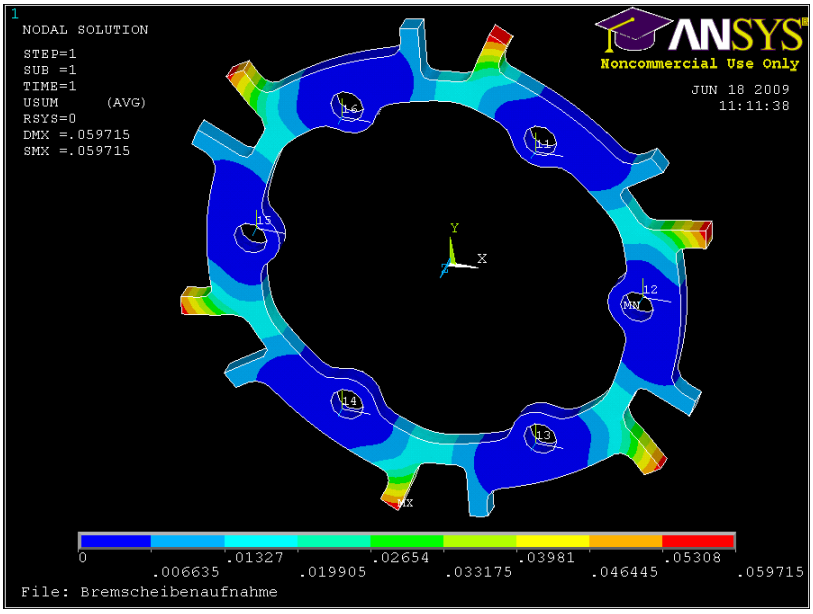


Abbildung 33: Bremsscheibenaufnahme-Gesamtverformung

Dabei wurden Verformungen, wie in Abbildung 33 zusehen, von maximal 0,06mm gemessen.

5.2.10.3 Das Distanzstücke

Die einzige Aufgabe der Distanzstücke ist, wie es der Name bereits vermuten lässt die Erzeugung eines definierten Abstandes zwischen dem Bremsscheibenhalter und der Bremsscheibenaufnahme. Dies ist notwendig, um den nötigen Abstand der Bremsscheibe von der Halterung zu erzeugt, damit sie in der Bremszange zwischen den Bremsbelägen liegt.

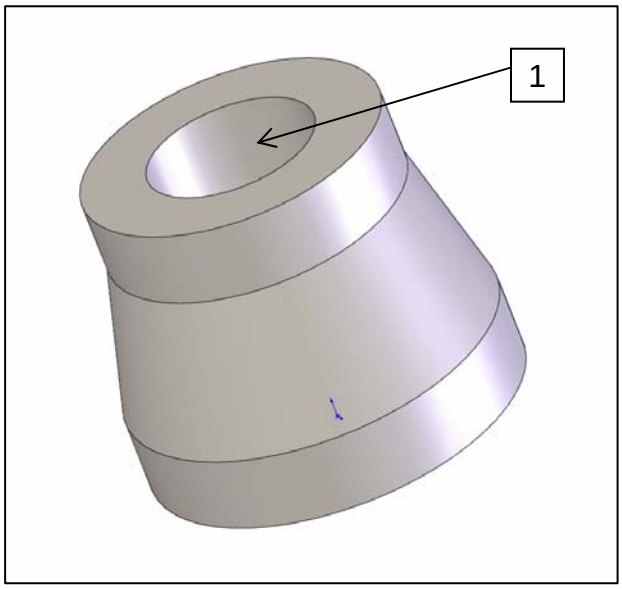


Abbildung 34: 3D-CAD-Model des Distanzstückes

Zu diesem Zweck wurde eine Durchgangsbohrung (Abb.34 Nr.1) in das Distanzstück eingebracht, wodurch es zwischen der Brems-scheibenaufnahme und der Bremsscheibenhalterung verspannt werden kann. Das gewählte Material für dieses Bauteil ist wieder 7075 Aluminium.

5.2.10.4 Der Floater

Die Floater haben die Aufgabe die schwimmende Lagerung der Bremsscheibe zu realisieren. Zu diesem Zweck wurden 2 planparallele Flächen (Abb.35 Nr.1) angebracht. Diese Flächen bilden, mit den Flächen der Aussparung in der Bremsscheiben-aufnahme, ein Gleitlager, welches axial verschiebbar ist. Damit die Floater an der Bremsscheibe befestigen werden können, wurde eine Durchgangsbohrung (Abb.35 Nr.2) eingearbeitet.

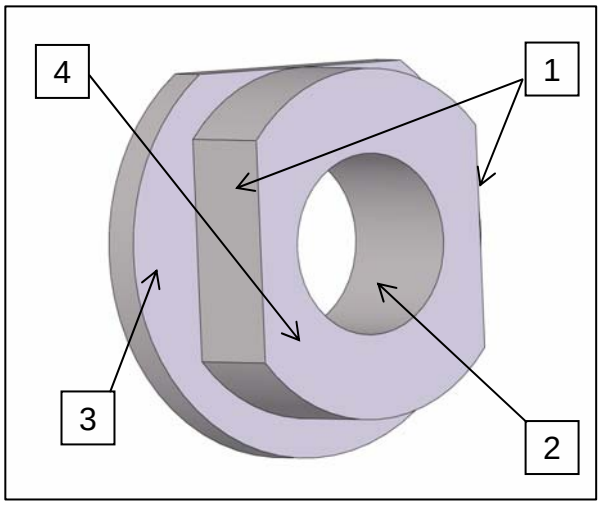


Abbildung 35: 3D-CAD-Model des Floaters

Die Fläche 1 (Abb.35 Nr.3) und die an der Fläche 2 (Abb.35 Nr.4) anliegende Bremsscheibe, begrenzen die erzeugbare Verschiebung und sichern somit die Bremsscheibe gegen ein Herausrutschen aus der Bremsscheibenaufnahme.

5.2.11 Der Kettenradhalter

5.2.11.1 Das 3D-CAD Model

Der Kettenradhalter ist ähnlich wie der Bremsscheibenhalter aufgebaut. Er ist notwenig um das Antriebsmoment von dem Kettenrad auf die Anschlusswelle und somit auf das Differential zu übertragen.

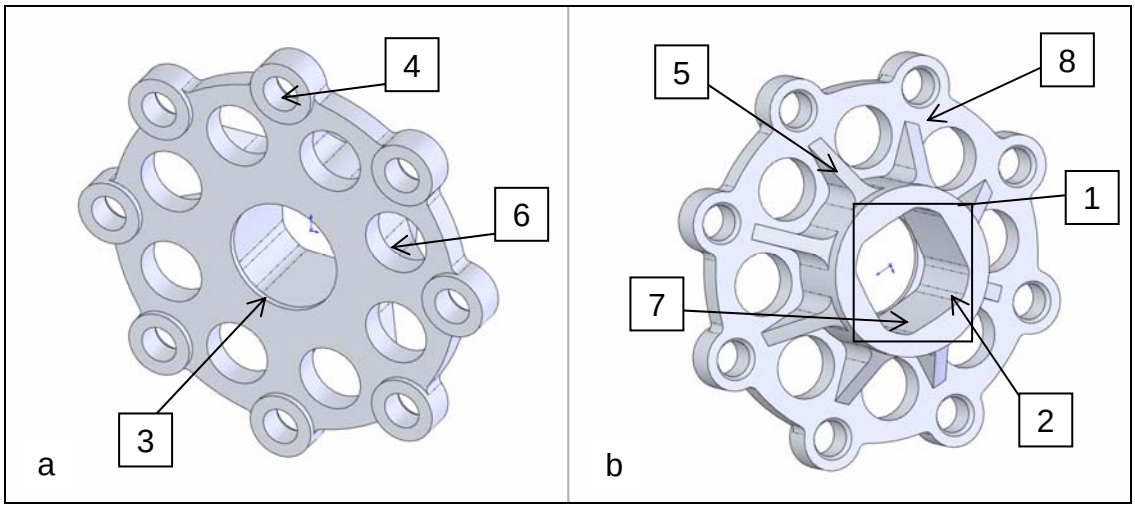


Abbildung 36: 3D-CAD-Model des Kettenradhalters

Zu diesem Zweck ist an die Kettenradhalterung ebenfalls ein Polygonnaben-Profil (Abb.36b Nr.1) nach DIN 32712 angearbeitet, bei dem die Kanten (Abb.36b Nr.2) abgerundet wurden.
Gegen axiale Verschiebung wird sie durch die Kante (Abb.36a Nr.3) gesichert. Diese stößt auf der Innenseite an die Anschlagsflächen und auf der Außenseite an den Sicherungsring der Differentialanschlusswelle an und begrenzt somit die Verschiebung.
Die Bohrungen (Abb.36a Nr.4) sind mit Fasen versehen und dienen der Einbringung von Ensat-Gewindeeinsätzen. Über diese wird das Kettenrad mit der Kettenradhalterung verschraubt. Die Rippung (Abb.36b Nr.5) soll der Erhöhung der Biegefestigkeit der Scheibe dienen.
Zur Gewichtsreduktion wurden, an Stellen wo keine bzw. nur wenig Spannungen in der Vollscheibe auftreten dürften, Bohrungen (Abb.36a Nr.6) angebracht.
Als Material soll das Aluminium 7075 verwendet werden.

5.2.11.2 Die FEM- Berechnung

Damit dieses Bauteil mittels der FEM berechnet werden kann, mussten wieder die Randbedingungen so genau wie möglich festgelegt werden.

Die Einspannung erfolgte ebenso wie beim Bremsscheibenhalter. Das heißt, dass die Flächen (Abb.36b Nr.7) unter Berücksichtigung des Drehsinnes, zu je dreiviertel in x- und in y-Richtung eingespannt wurden. Diese bilden zusammen mit dem Polygonwellen-Profil der Differentialanschlusswelle eine formschlüssige Verbindung, wodurch die x- und die y-Richtung als eingespannt angenommen werden kann. Die z-Richtung wird an der großen Frontfläche entlang der Kante (Abb.36a Nr.3) eingespannt, da an dieser Fläche der Kettenradhalter am Sicherungsring anliegt, der das axiale Verschieben verhindert.
Die durch das Drehmoment hervorgerufenen, zu übertragenden Kräfte wurden, vereinfacht als Kräfte, die auf Kreisflächen wirken, an den Bohrungen auf der Rückseite (Abb.36b Nr.8) angebracht. Diese Kräfte wurden so eingebracht, dass die gesamtresultierende Kraft eine Umfangskraft entsprechend des Momentes um den Mittelpunkt ergibt.

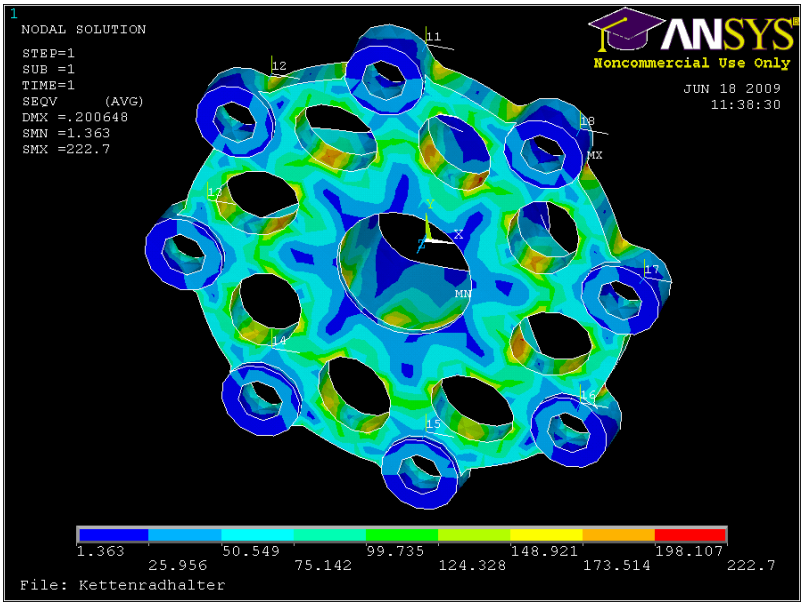


Abbildung 37: Kettenradhalter-Spannungen nach Mies

Wie in Abbildung 37 zusehen ist, sind die maximal auftretenden Spannungen mit rund $R_{max} = 223 \, N/mm^2$ kleiner als die maximal zulässigen Spannungen $R_e \approx 400 \, N/mm^2$ des 7075 Aluminiums.

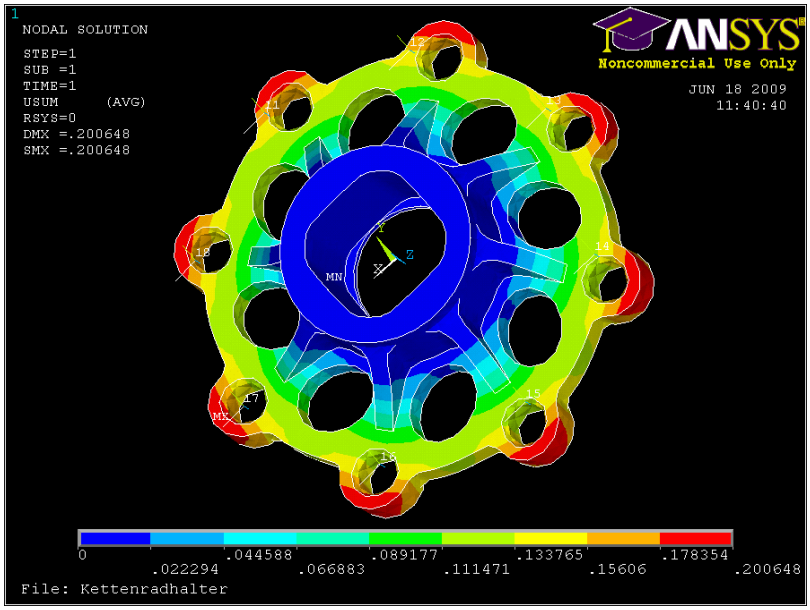


Abbildung 38: Kettenradhalter-Gesamtverformung

Dabei wurden Verformungen, wie in Abbildung 38 zusehen, von maximal 0,21mm gemessen.

5.2.12 Der Bremszangenadapter

Die Aufgabe des Bremszangenadapters, ist die Verbindung der Bremszange mit der Exzenterscheibe. Dazu sind Durchgangsbohrungen (Abb.39 Nr.1) in den Adapter eingebracht, über die er mit der Bremszange verschraubt wird. Außerdem wurden noch 2 weitere Bohrungen (Abb.39 Nr.1), welche einseitig mit Fasen versehen sind, angebracht. Sie dienen zur Aufnahme von Ensat-Gewindeeinsätzen. Über diese wird er mit der Exzenter-scheibe verschraubt.

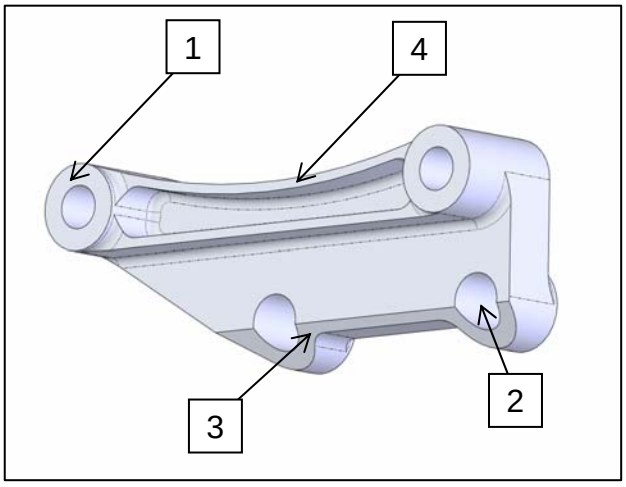


Abbildung 39: 3D-Modell des Bremszangenadapters

Die Fase (Abb.39 Nr.3) ist eingebracht, damit eine Kollision des Adapters mit dem Bremsscheibenhalter vermieden wird. Zur Erhöhung der Festigkeit wurden beidseitig Rippungen (Abb.39 Nr.4) angebracht. Die Wahl des Materials für dieses Bauteil fiel ebenfalls auf das Aluminium EN-AW-7075.

5.2.13 Die Anschweißnase

Die Einzige Aufgabe, welche die Anschweißnase zu realisieren hat, ist die Befestigung des gesamten Antriebsstranges an dem Rahmen des Fahrzeugs. Zu diesem Zweck wurde eine Durchgangsbohrung (Abb.40 Nr1) in sie eingebracht, über die der Antriebs-strang mit ihr verschraubt wird. Des Weiteren ist eine halbrunde Aus-formung (Abb.40 Nr2) angebracht wurden, um die Anschweißnase auf das Rohr des Rahmens aufzusetzen und anschließend mit ihm zu verschweißen.

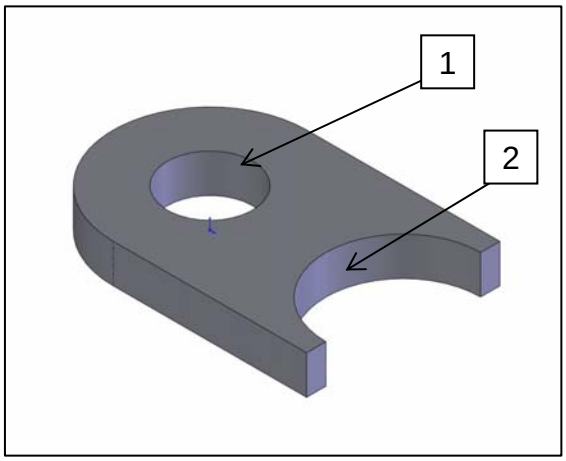


Abbildung 40: 3D -Modell der Anschweißnase

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit, wurden verschiedene Varianten zur Realisierung des Spannens der Kette behandelt. Während der anschließenden Bewertung stellte sich die Variante mittels Exzenterscheibe als günstig heraus. Gründe dafür waren zum Beispiel „die einfache Fertigung“ und „das einfache und schnelle Spannen“. Dies war der Grundstein des restlichen Konstruktionsprozesses.

Das Festhalten der Exenterscheibe beim Bremsen allein durch die Spannverbindung mit dem Spannring, erschien als schwierig, jedoch musste das Losreisen der Exenterscheibe um jeden Preis verhindert werden. Deshalb wurde eine Sicherung entworfen, welche verstellbar sein musste, weshalb dabei eine Schraubverbindung zur Längenveränderung zum Einsatz kommt.

Eine weitere wichtige Änderung zum Vorjahreswagen und des diesjährigen Wagens ist die Integration einer „Zentralen Hinterradbremse“. Durch sie kann ein Teil der gedämpften Masse an den Rädern eingespart werden. Eine mögliche Variante, dies zu realisieren, wurde in der vorliegenden Diplomarbeit dimensioniert und konstruiert.

Die fertige Konstruktion ist als Konstruktionsvariante zu betrachten, die im kommenden Fahrzeug, so wie in dieser Arbeit dargelegt, eingebaut werden kann. Zu beachten ist, dass sie bei starken Veränderungen am Fahrzeug nochmals angepasst werden muss.

Weiterhin ist zu sagen, dass für die beschriebene Konstruktion aus Kostengründen ein Visco-Lok Sperrdifferenzial verwendet wurde. Lassen es die finanziellen Bedingungen des Teams zu, sollte jedoch ein drehmoment-fühlendes, z.B. ein Torsen Sperrdifferential, verwendet werden. In diesem Fall müsste die Konstruktion ebenfalls daran angepasst werden.

Auf das Verlegen der Bremsleitung ist in dieser Arbeit verzichtet worden. Der Grund war, dass im diesjährigen Fahrzeug die genaue Position der Bremsleitungen bis zum Abschluss der Diplomarbeit noch nicht feststand, jedoch diese der Ausgangspunkt sein sollte. Daher muss sich im Nachgang nochmals damit auseinander gesetzt werden. Außerdem wäre es günstig in die Schlauchleitung eine Bremsleitungskupplung zu integrieren, damit einen, einfache Demontage des Antriebstranges realisiert werden kann.

Literaturverzeichnis

[1] Formula Student Germany: Konzept.URL

<http://www.formulastudent.de/de/ueber-formula-student-germany/konzept/>, verfügbar 04.05.2009 13.45

[2] Trzesniowski, Michael: Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme – 1.Auflage – Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008

[3] Breuer; Bill: Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik.– 3.Auflage – Wiesbaden: Vieweg, 2006

[4] Leiter; Mißbach: Bremsanlagen. – 1.Auflage – Würzburg: Vogel, 2004

[5] DIN 74000: Hydraulische Bremsanlagen; Zweikreis-Bremsanlagen; Kurzzeichen für die Bremskreisaufteilung

[6] Karl-Ludwig Haken: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. – 1.Auflage – München: Hanser, 2008

[7] Gerhard Pahl; Wolfgang Beitz: Konstruktionslehre -2.Auflage – Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer, 1986

[8] Alfred Böge: Vieweg Handbuch Maschinenbau: Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau- Technik. – 18.Auflage – Wiesbaden: Vieweg, 2007

[9] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Becker, Manfred;...: Roloff / Matek Maschinenelemente. – 16. Auflage – Wiesbaden: Vieweg, 2003

Selbstständigkeitserklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Mittweida, den 28.08.2009

_____

Andre Fuchs

7 Anhang

(1) Kriterienrecherche der 20 Besten Teams

(2) 02-40-00-00 Gesamtzeichnung des Antriebsstranges

(3) 02-40-00-00 Stückliste Antriebsstrang

(4) 02-41-02-01 Keilwelle flanschseitig

(5) 02-41-02-02 Keilwelle gehaeuseseitig

(6) 02-41-03-00 Differentialanschlusswelle

(7) 02-41-04-00 Flansch

(8) 02-41-06-00 Differentialgehäuse

(9) 02-42-02-00 Kettenradhalter

(10) 02-42-06-00 Bremsscheibenhalter

(11) 02-42-07-00 Bremsscheibenaufnahme

(12) 02-42-08-00-Floater

(13) 02-42-09-00 Distanzstück

(14) 02-42-10-00 Bremszangenadapter

(15) 02-43-01-01 Halter vorn rechts

(16) 02-43-01-03 Spannring

(17) 02-43-01-04 Exzenterscheibe links

(18) 02-43-01-05 Exzenterscheibe rechts

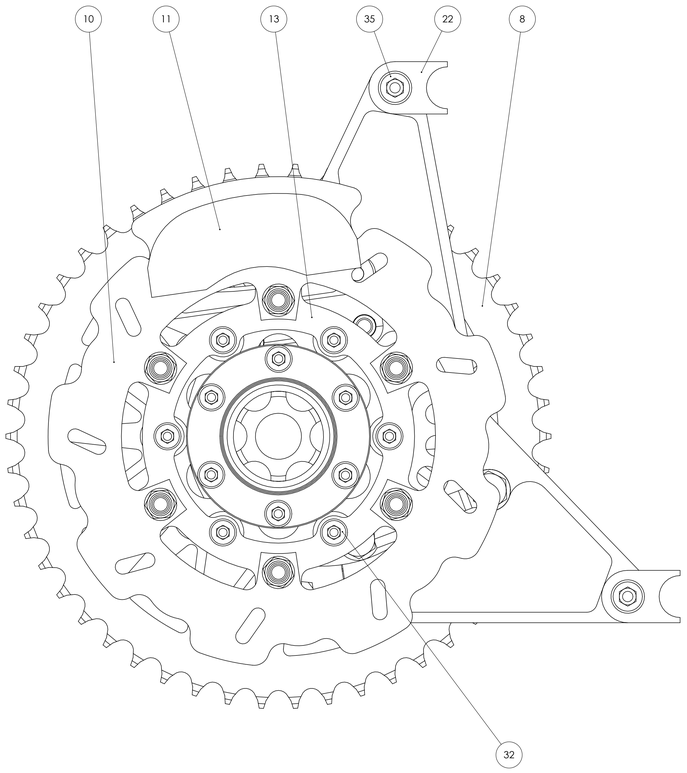
(19) 02-43-01-06 Anschweissnase

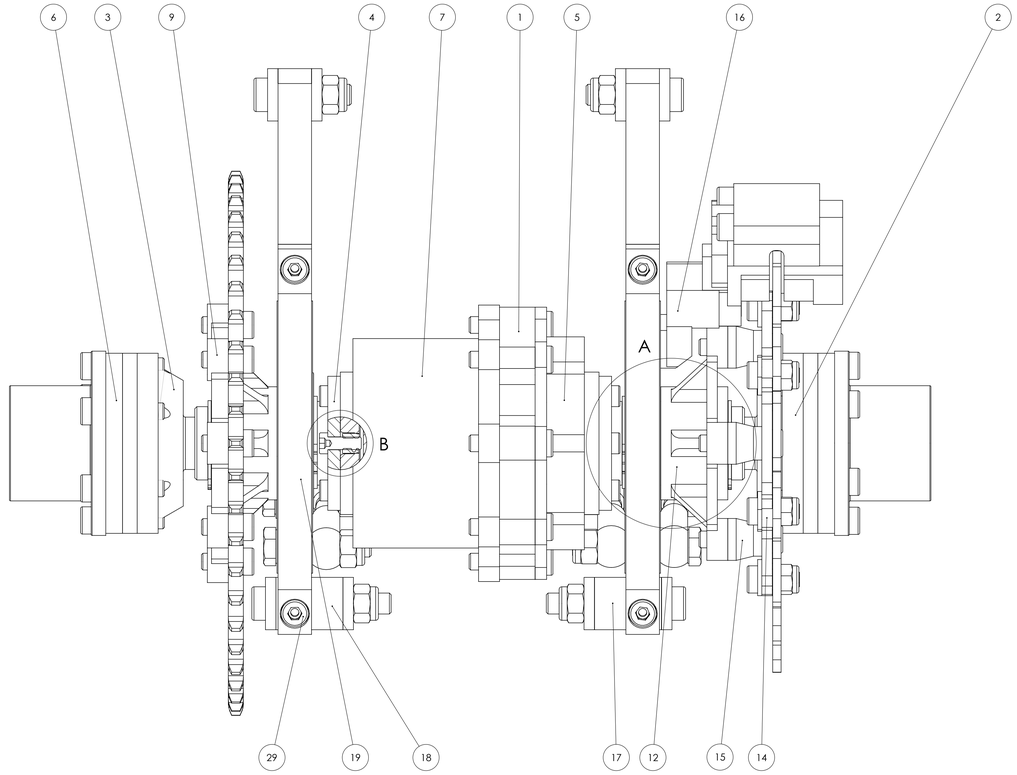
(20) 02-44-01-00 Sicherungsbuchse

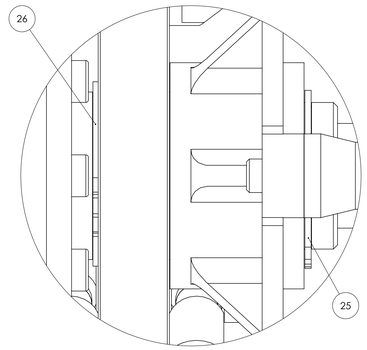
Top 20 Formula Student Germany 2008

Platz Rangliste 2008	Universität	Car Number	Teilnahme seit	Kriterium 1	Kriterium 2	Kriterium 3
1	Delft TU	85	2001	Ja	nein	Kette
2	Braunschweig TU	61	2002	*nein*	nein	Kette
3	Graz TU	2	2004	*ja*	nein	Kette
4	Wien TU	41	2008???	*ja*	nein	Kette
5	Hatfield UH	88	1998	nein	kA	kA
6	Montreal ETS	78	2004	ja	KA	Kette
7	Darmstadt TU	6	2006	ja	nein	Kette
8	Helsinki PT	4	2001	*ja*	nein	Kette
9	Hamburg FH	69	2001	*ja*	nein	Kette
10	Toronto U	13	1999	*ja*	nein	Kette
11	Amberg FH	23	2005	ja		Kette
12	Zürich ETH	33	2007	ja	nein	Kette
13	Karlsruhe U	10	2006	*ja*	nein	Kette
14	Loughborough U	12	2002 oder 2003	ja	nein	Kette
15	Graz FH (FH Joanneum)	3	2004	*ja*	nein	Kette
16	Aachen RWTH	42	2002	nein	kA	Kette
17	Kiel FH	53	2006	*nein*	nein	Kette
18	Wolfenbüttel FH	35	2005	kA	nein	kA
19	Karlsruhe FH	99	2007	ja		Kette
20	Berlin TU	80	2006	kA	nein	kA

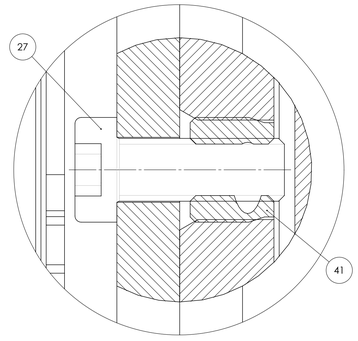
kA = Keine Ausage möglich



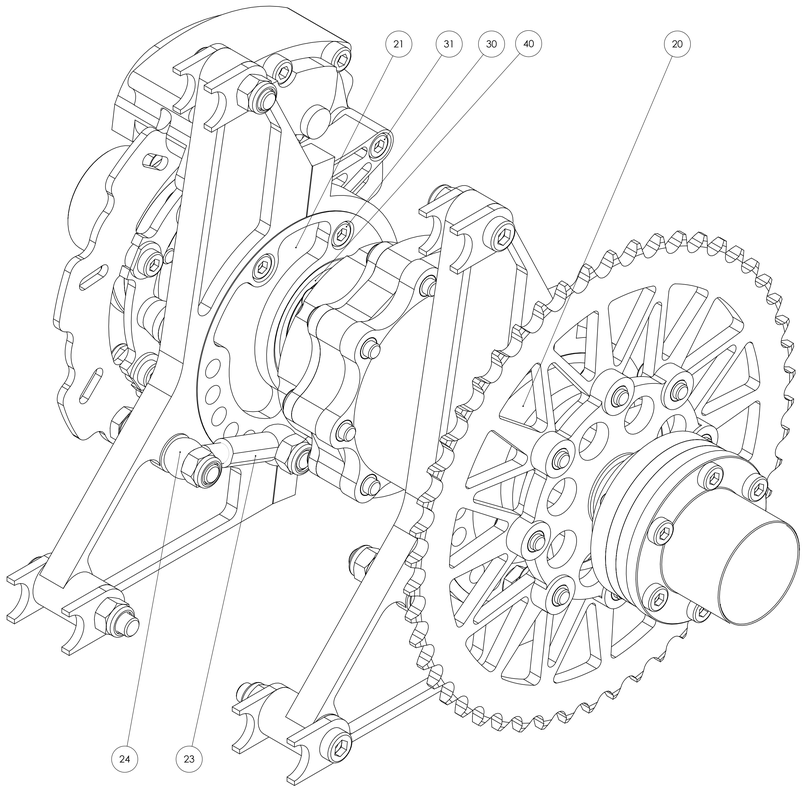


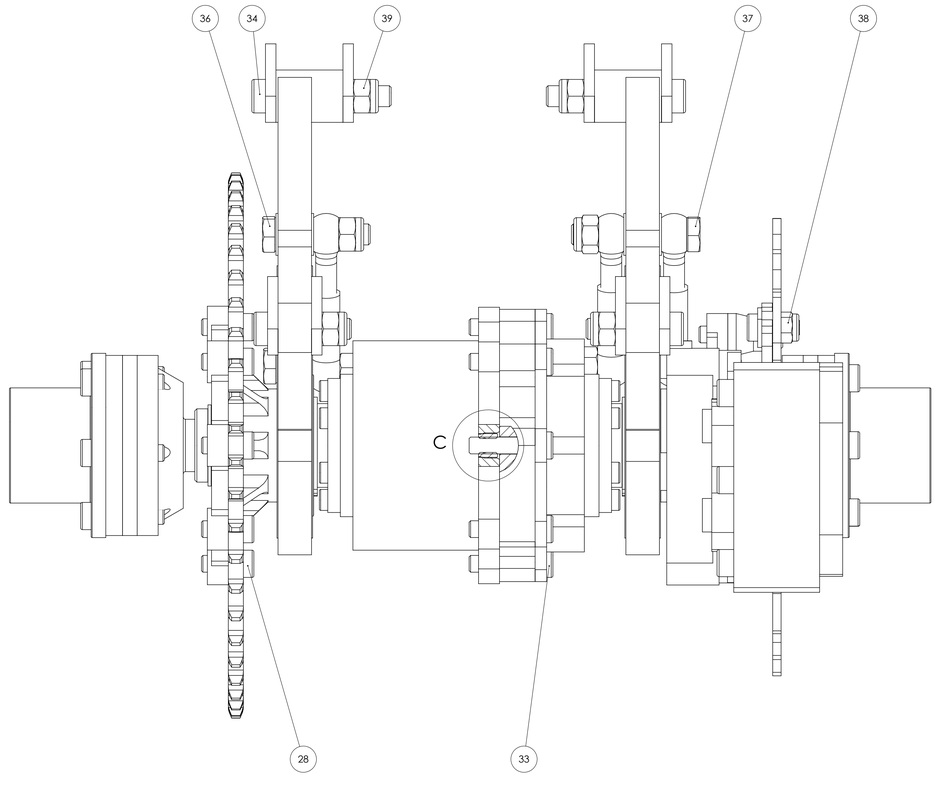


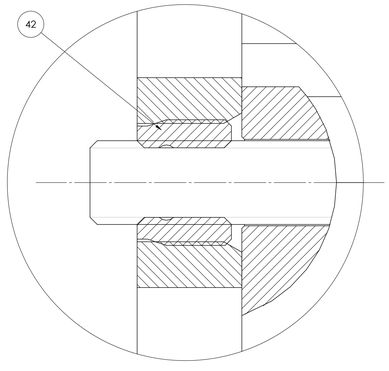
DETAIL A
MAßSTAB 2 : 1



DETAIL B
MAßSTAB 5 : 1







DETAIL C
MAßSTAB 5 : 1

(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (5:1) (2:1)	(Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) (Rohteil-Nr.) (Modell- oder Gesenk-Nr.)	Bezeichnung Bezeichnung Bezeichnung
	Datum	Name		
	Bearb. 23.07.09	Fuchs	Gesamtzeichnung des Antriebsstranges	
	Gepr.			
	Norm			
	Hochschule Mittweida		02-40-00-00	Blatt 1 Blätter
Zust. Änderung	Datum Name Ursprung		unbeschn. Ersatz für:	Ersatz durch:

1	2	3	4	5	6
Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/ Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	1	Stk.	Differential GKN-Visco-Lok		Kaufteil
2	1	Stk.	Keilewelle Pflanschseitig	02-41-02-01	
3	1	Stk.	Keilewelle Gehaeuseseitig	02-41-02-02	
4	2	Stk.	Differentialanschlusswelle	02-41-03-00	
5	1	Stk.	Flansch	02-41-05-00	
6	2	Stk.	Geschwindigkeitsgelenk		Kaufteil
7	1	Stk.	Differentialgehäuse	02-41-07-00	
8	1	Stk.	Kettenrad 50		Kaufteil
9	1	Stk.	Kettenradhalter	02-42-02-00	
10	1	Stk.	Bremsscheibe	HU02RID	Kaufteil
11	1	Stk.	Bremszange	AP-Racing CP4227	Kaufteil
12	1	Stk.	Bremsscheibenhalter	02-42-06-00	
13	1	Stk.	Bremsscheibenaufnahme	02-42-07-00	
14	6	Stk.	Floater	02-42-08-00	
15	6	Stk.	Distanzstück	02-42-09-00	
16	1	Stk.	Bremszangenadapter	02-42-10-00	
17	1	Stk.	Halter_vorn_rechts	02-43-01-01	
18	1	Stk.	Halter_vorn_links	02-43-01-02	
19	2	Stk.	Spannring	02-43-01-03	
20	1	Stk.	Exzenterscheibe_links	02-43-01-04	
21	1	Stk.	Exzenterscheibe_rechts	02-43-01-05	
22	8	Stk.	Anschweissnase	02-43-01-06	
23	3	Stk.	Sicherungsbuchse	02-44-01-01	
24	3	Stk.	Augenschraube M10 x 45	DIN 444 – A M10 x 45 – 10.9	
25	2	Stk.	Sicherungsring D=35	DIN 471 - 35 x 1.5	
26	2	Stk.	Sicherungsring D=40	DIN 471 - 40 x 1.75	

	Datum	Name
Bearb.	23.07.09	Fuchs
Gepr.		
Norm		

(Benennung)

Stückliste
Antriebestrang

Hochschule Mittweida

(Zeichnungsnummer)
02-40-00-00

Blatt 1
2 Bl.

Zust.	Änderung	Datum	Name	(Ursprung)	(Ersatz) für	(Ersatz) durch

1	2	3	4	5	6
Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer/ Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
27	12	Stk.	Zylinderschraube M6 x 16	DIN 6912 - M6 x 16 - 10.9	
28	14	Stk.	Zylinderschraube M8 x 20	DIN 6912 - M8 x 20 - 10.9	8x für Befestigung Kettenrad, 6x für Befestigung Floater - Bremsscheibe
29	4	Stk.	Zylinderschraube M8 x 25	DIN 6912 - M8 x 25 - 8.8	
30	2	Stk.	Zylinderschraube M8 x 25	DIN 6912 - M8 x 25 - 12.9	
31	2	Stk.	Zylinderschraube M8 x 30	DIN 6912 - M8 x 30 - 12.9	
32	6	Stk.	Zylinderschraube M8 x 35	DIN 6912 - M8 x 35 -10.9	
33	20	Stk.	Zylinderschraube M8 x 35	DIN 6912 - M8 x 35 - 8.8	8x für Befestigung Diff. - Gehäuse, 12x für Keilwellen mit Kugelgelenk
34	2	Stk.	Zylinderschraube M10 x 40	DIN 6912 - M10 x 40 - 8.8	
35	2	Stk.	Zylinderschraube M10 x 50	DIN 6912 - M10 x 50 - 8.8	
36	2	Stk.	Sechskantschraube M10 x 45	DIN 931 - M10 x 45 - 10.9	
37	2	Stk.	Sechskantschraube M10 x 55	Din 931 - M10 x 55 - 10.9	
38	6	Stk.	Sechskantmutter selbstsichernd M8	DIN EN ISO 7040 - M8 - 12.8	
39	8	Stk.	Sechskantmutter selbstsichernd M10	DIN EN ISO 7040 - M10 - 10.9	
40	2	Stk.	Rillenkugellager	6008-2RZ	
41	12	Stk.	Gewinde-Einsätze M6	Ensat-SB 307-M6	
42	24	Stk.	Gewinde-Einsätze M8	Ensat-SB 307-M8	

Zust.	Änderung	Datum	Name		Datum	Name
				Bearb.	23.07.09	Fuchs
				Gepr.		
				Norm		

(Benennung)

Stückliste Antriebestrang

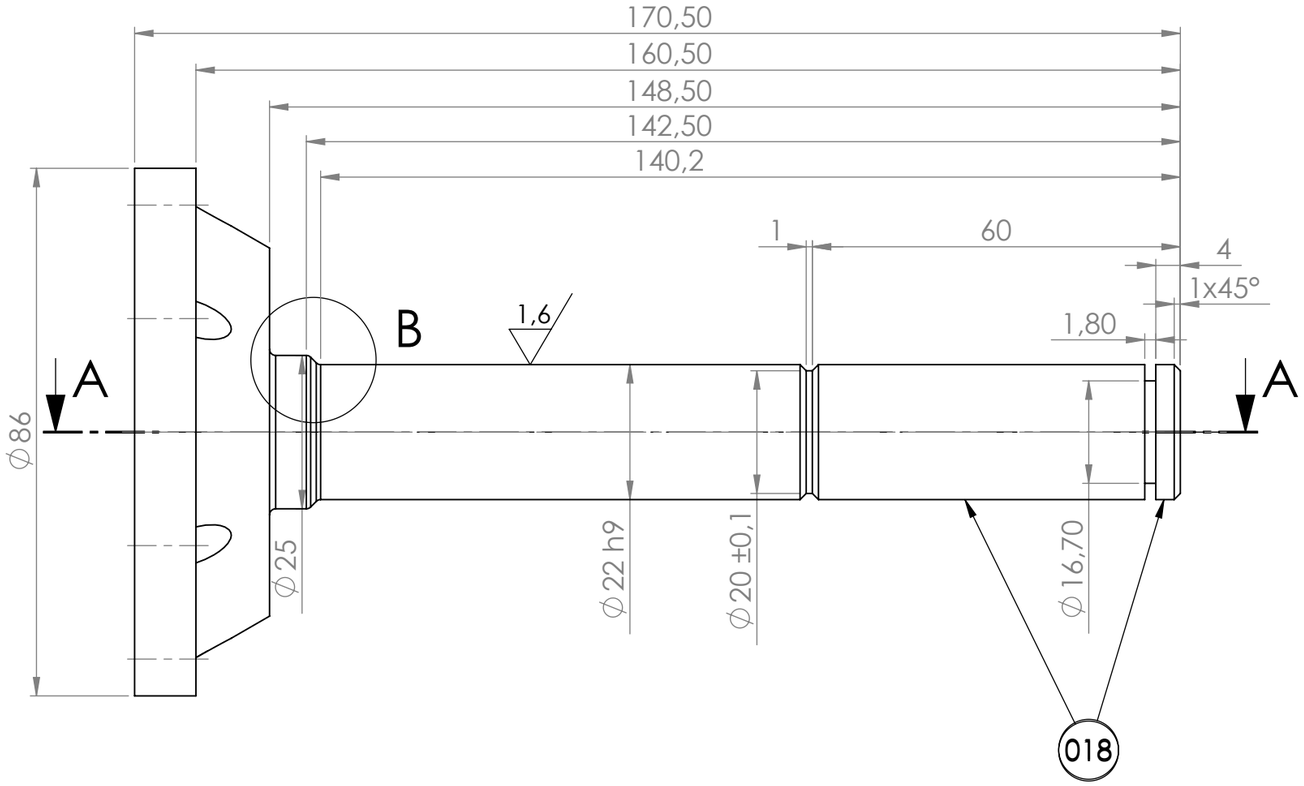
Hochschule Mittweida

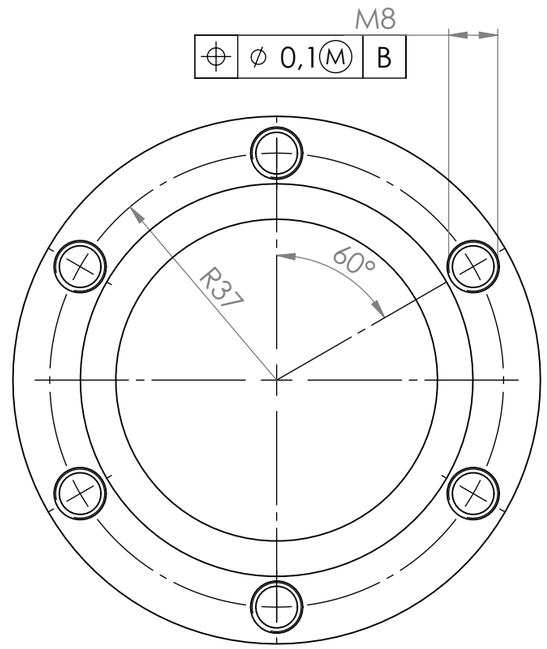
(Zeichnungsnummer) 02-40-00-00

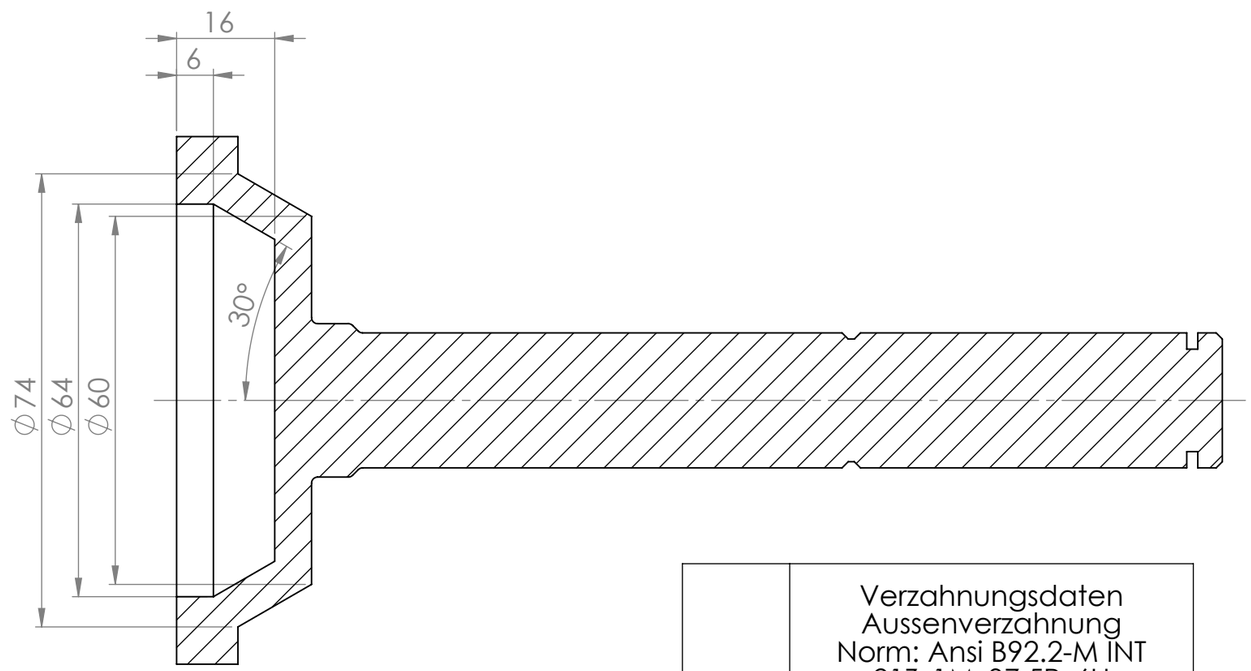
Blatt 2

2 Bl.

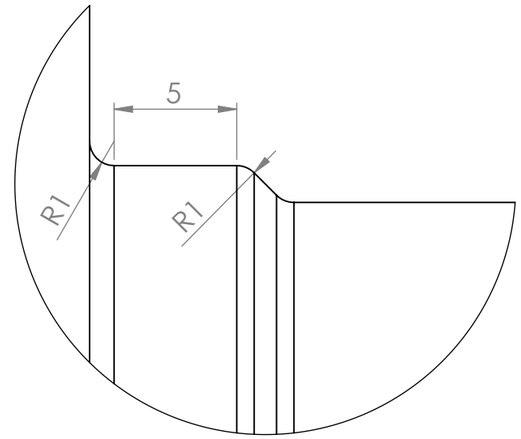
(Ursprung) (Ersatz) für (Ersatz) durch







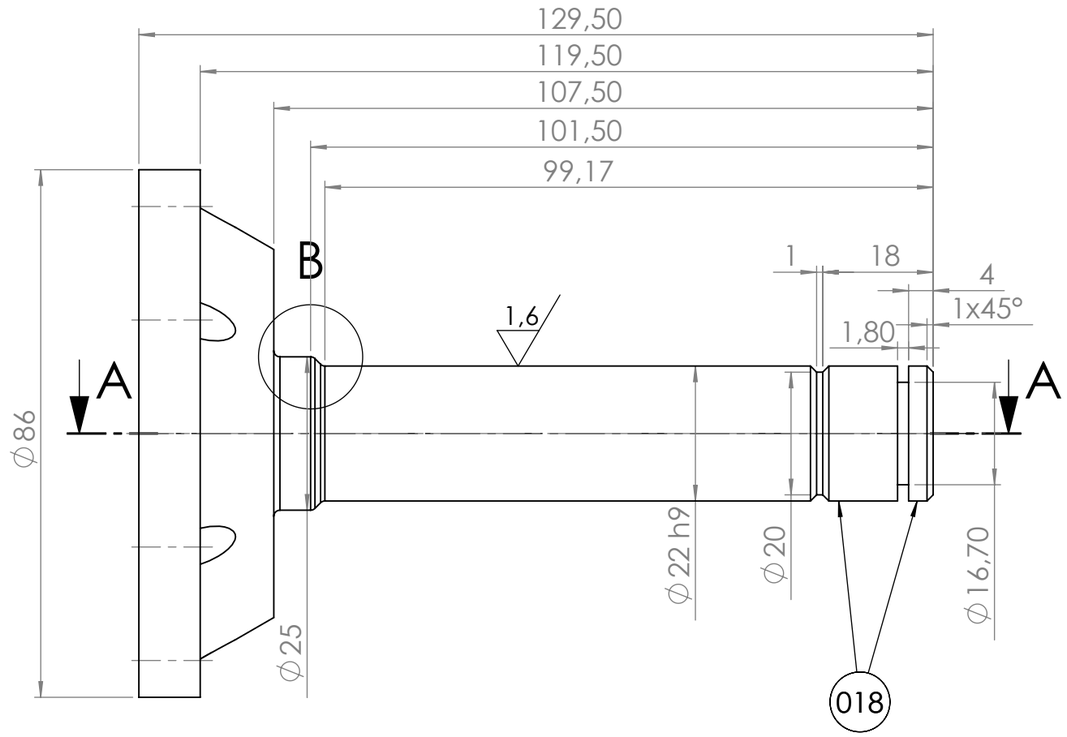
SCHNITT A-A

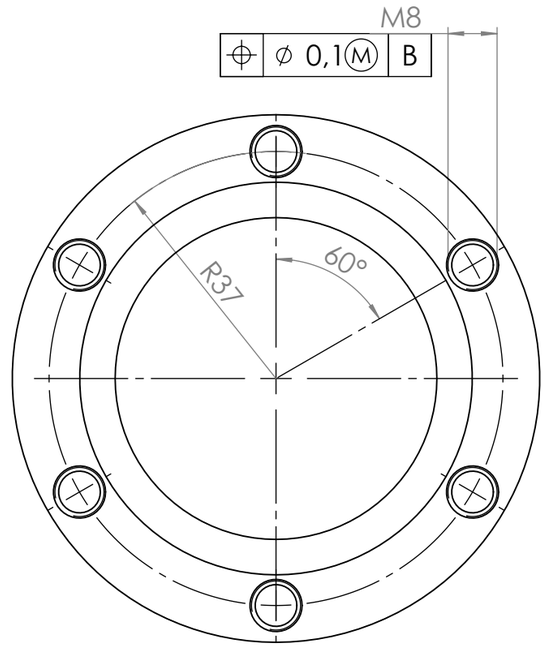


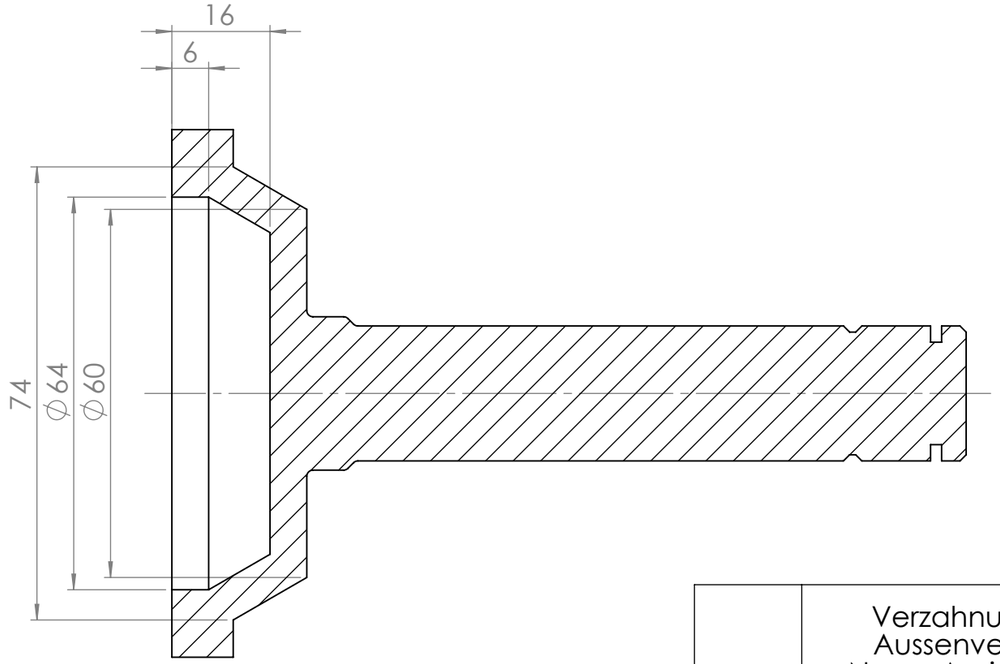
DETAIL B
MAßSTAB 4 : 1

018	Verzahnungsdaten Aussenverzahnung Norm: Ansi B92.2-M INT 21Zx1Mx37.5Rx6H
	Referenz ist Innenverzahnung des Differentials GKN VISCO-LOK-DIFF GKN Zeichnungsnummer: 1800004509

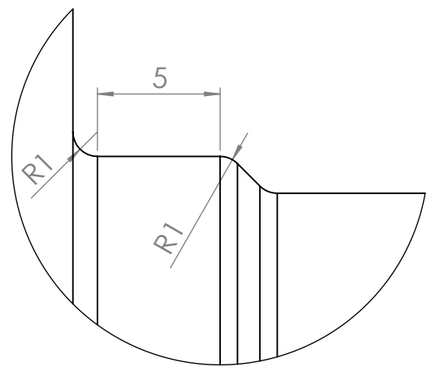
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) E295
					Datum	Name	Keilwelle flanschseitig
				Bearb.	17.07.09	Fuchs	
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-41-02-01 Blatt 1 Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:







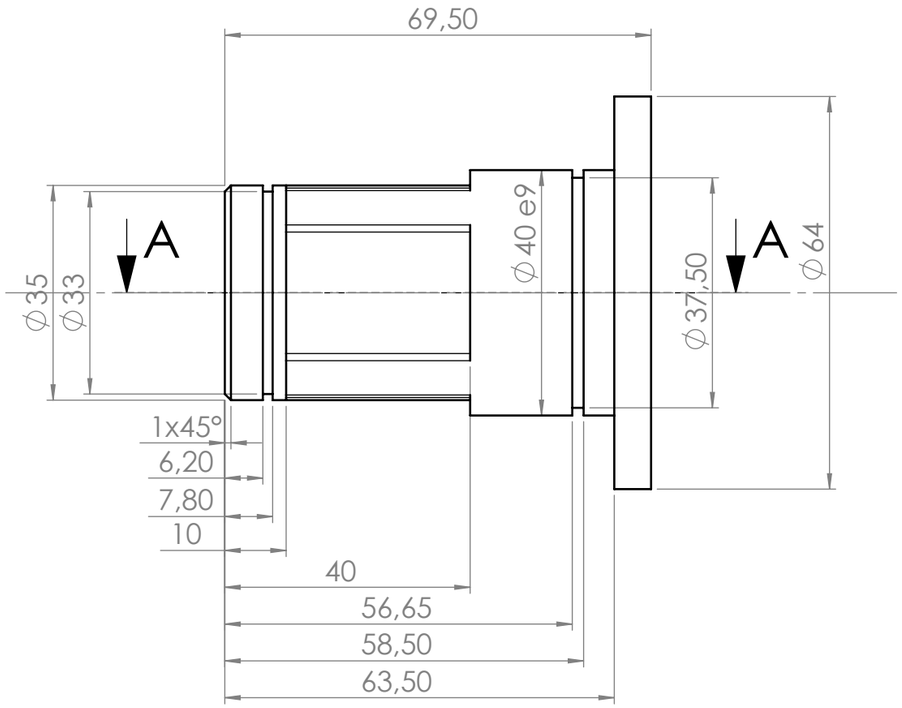
SCHNITT A-A

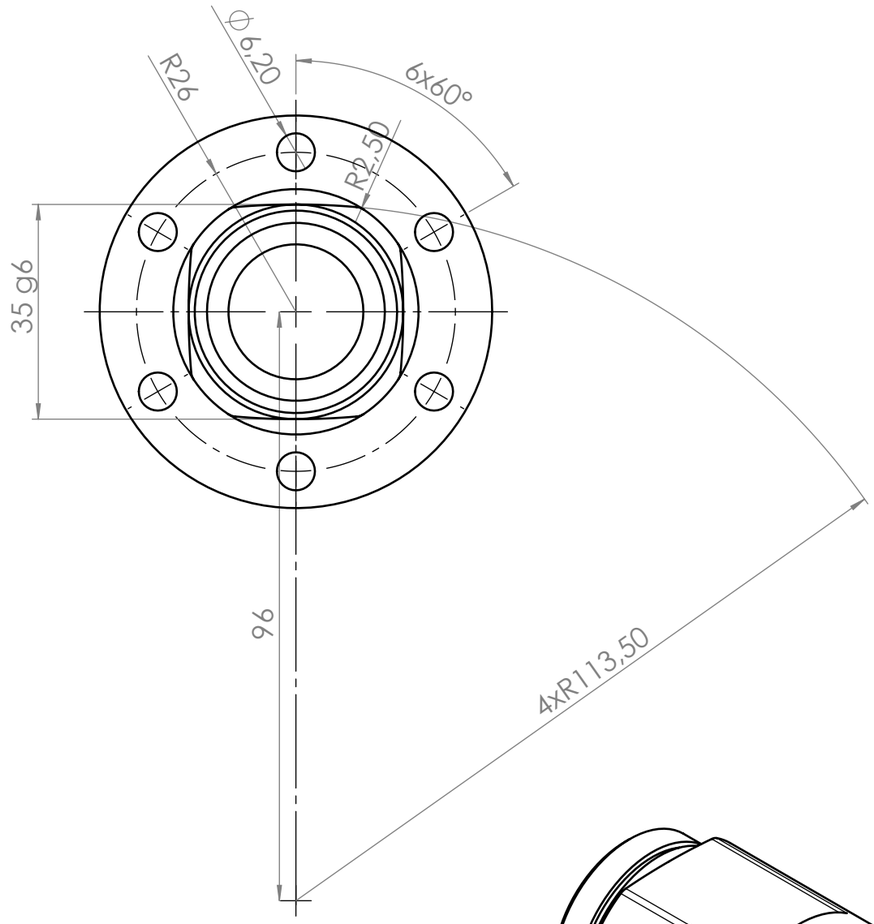


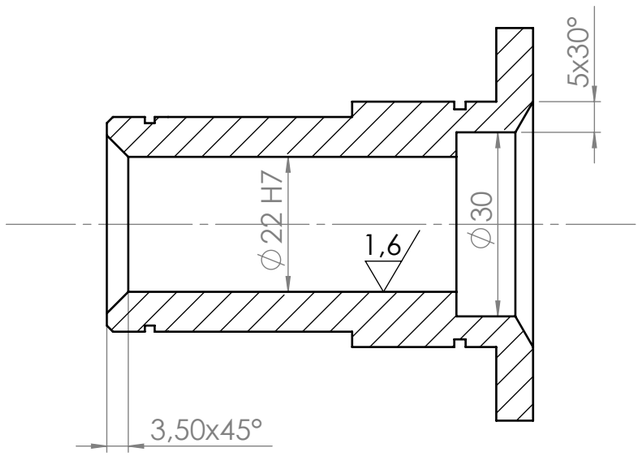
DETAIL B
MAßSTAB 4 : 1

018	Verzahnungsdaten Aussenverzahnung Norm: Ansi B92.2-M INT 21Zx1Mx37.5Rx6H
	Referenz ist Innenverzahnung des Differentials GKN VISCO-LOK-DIFF GKN Zeichnungsnummer: 1800004509

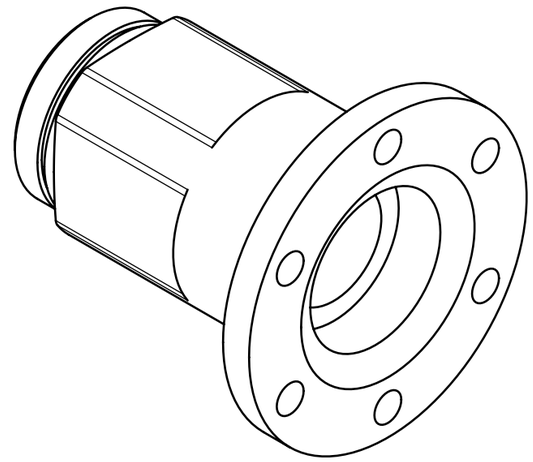
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) E295
					Datum	Name	Keilwelle gehaeuseseitig
				Bearb.	17.07.09	Fuchs	
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-41-02-02 Blatt 1 Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:





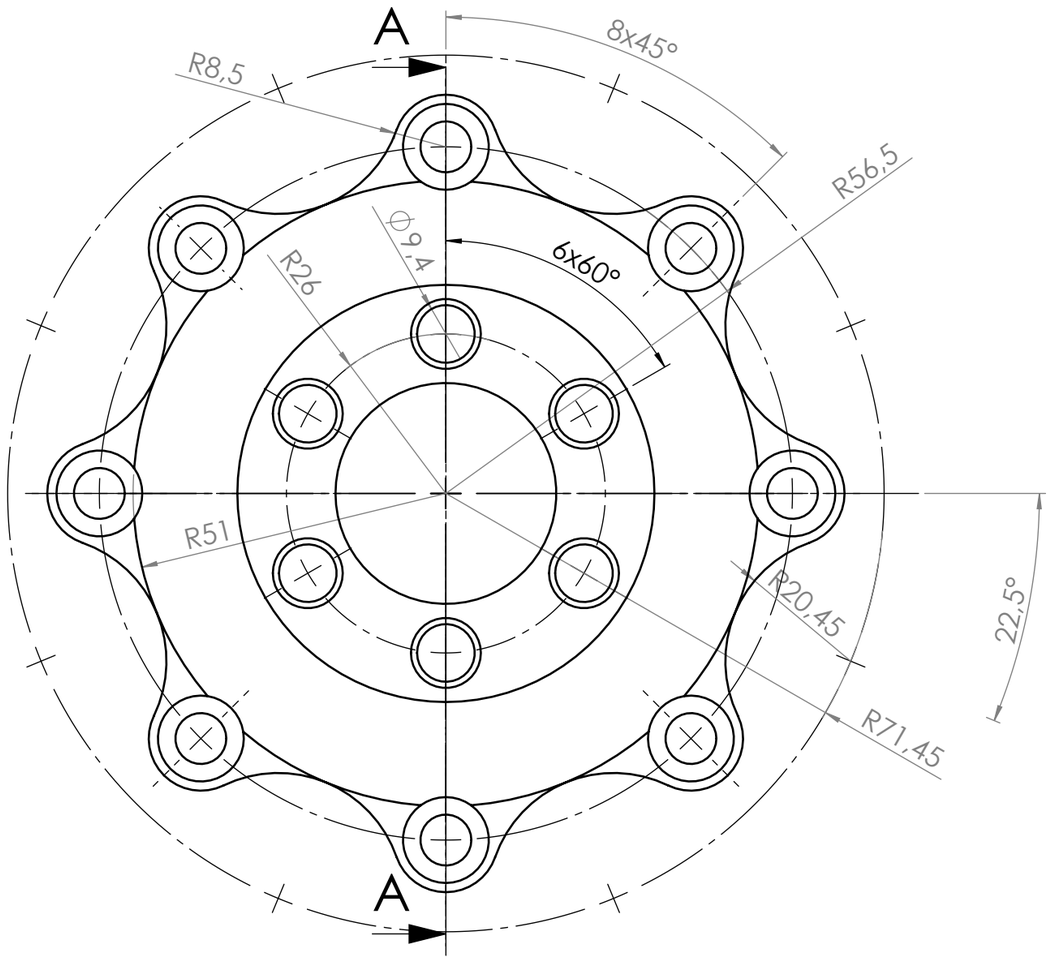


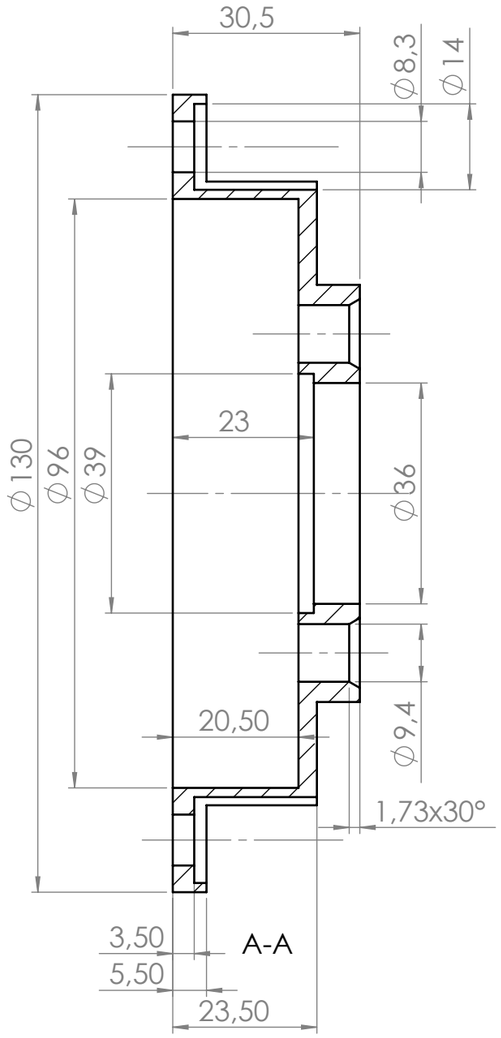
A-A

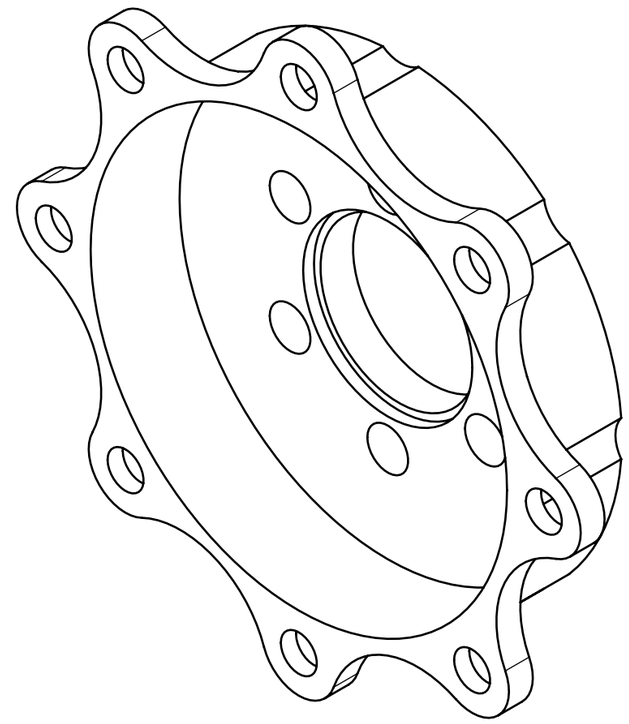


Benötigte Stückzahl: 2

(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) C15
					Datum	Name	Differentialanschlusswelle
				Bearb.	11.07.09	Fuchs	
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-41-03-00 Blatt 1 Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:







Benötigte Stückzahl: 1

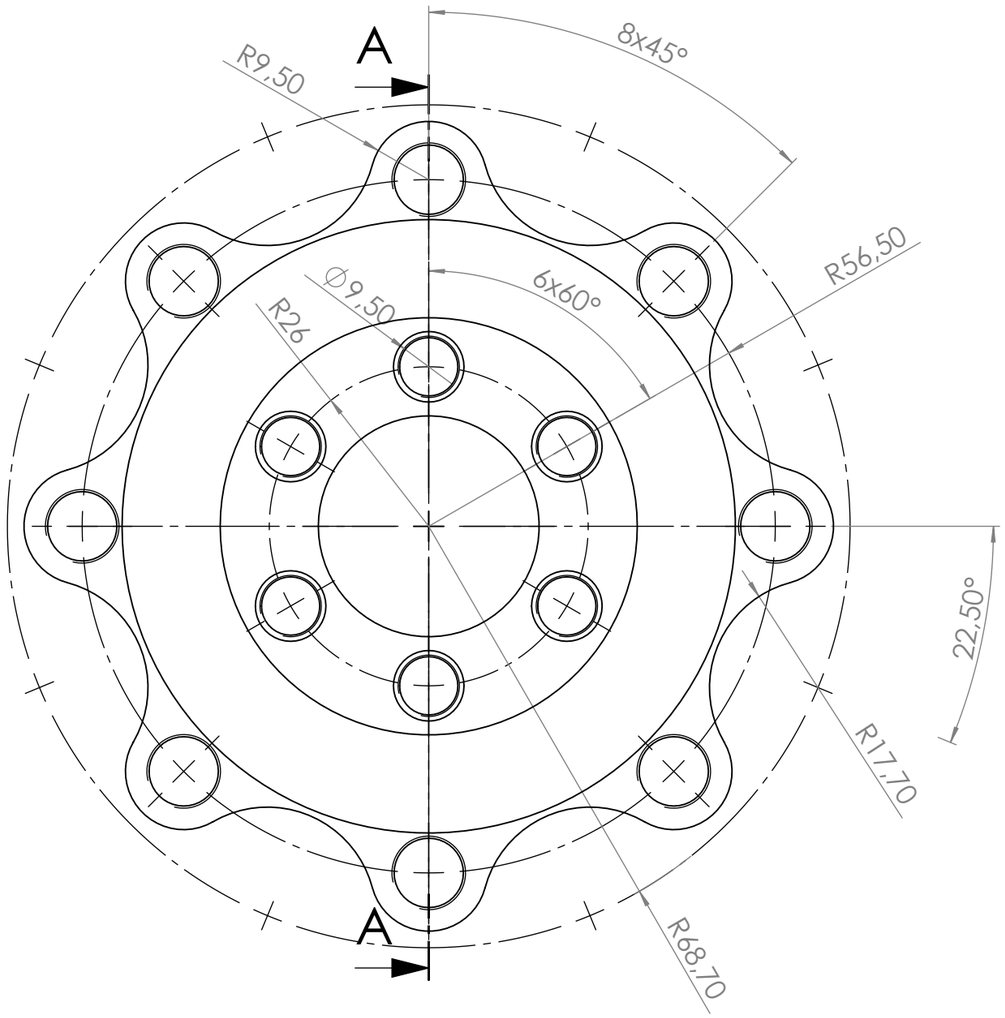
(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1
			(Werkstoff Halbzeug)
	Datum	Name	
	Bearb. 14.07.09	Fuchs	Flansch
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-41-04-00
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: / Ersatz durch:

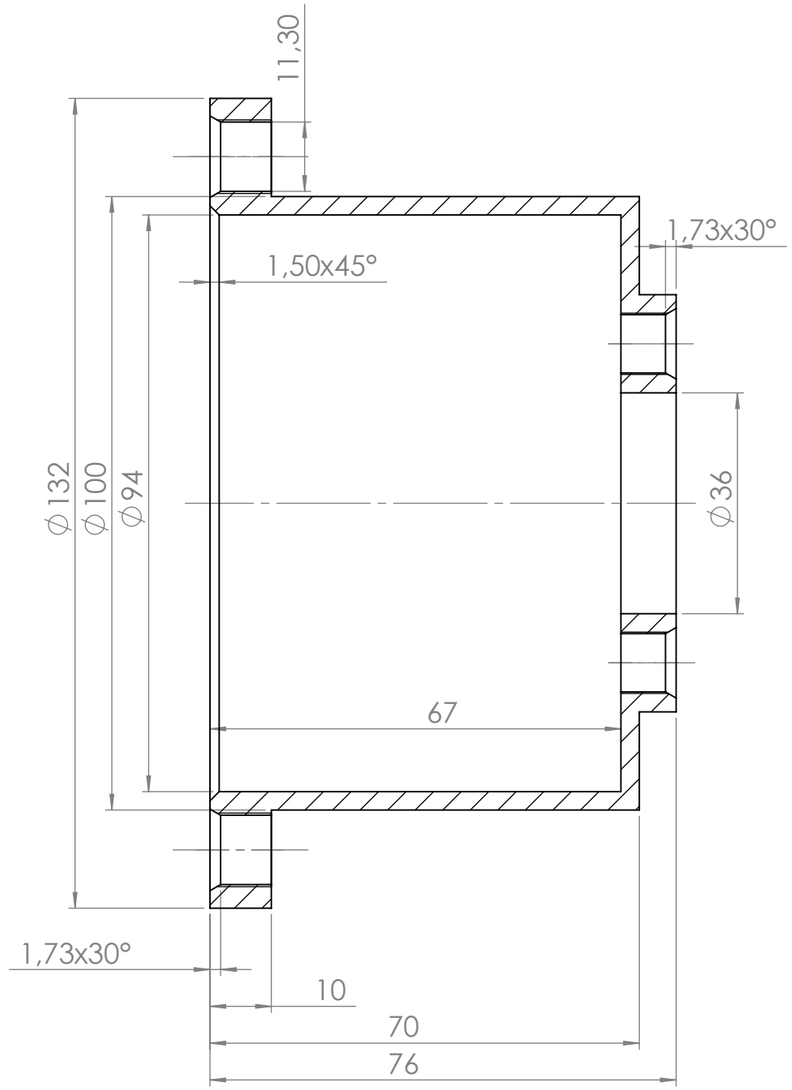
(Gewicht)

EN-AW 7075

Blatt 1

Blätter 1

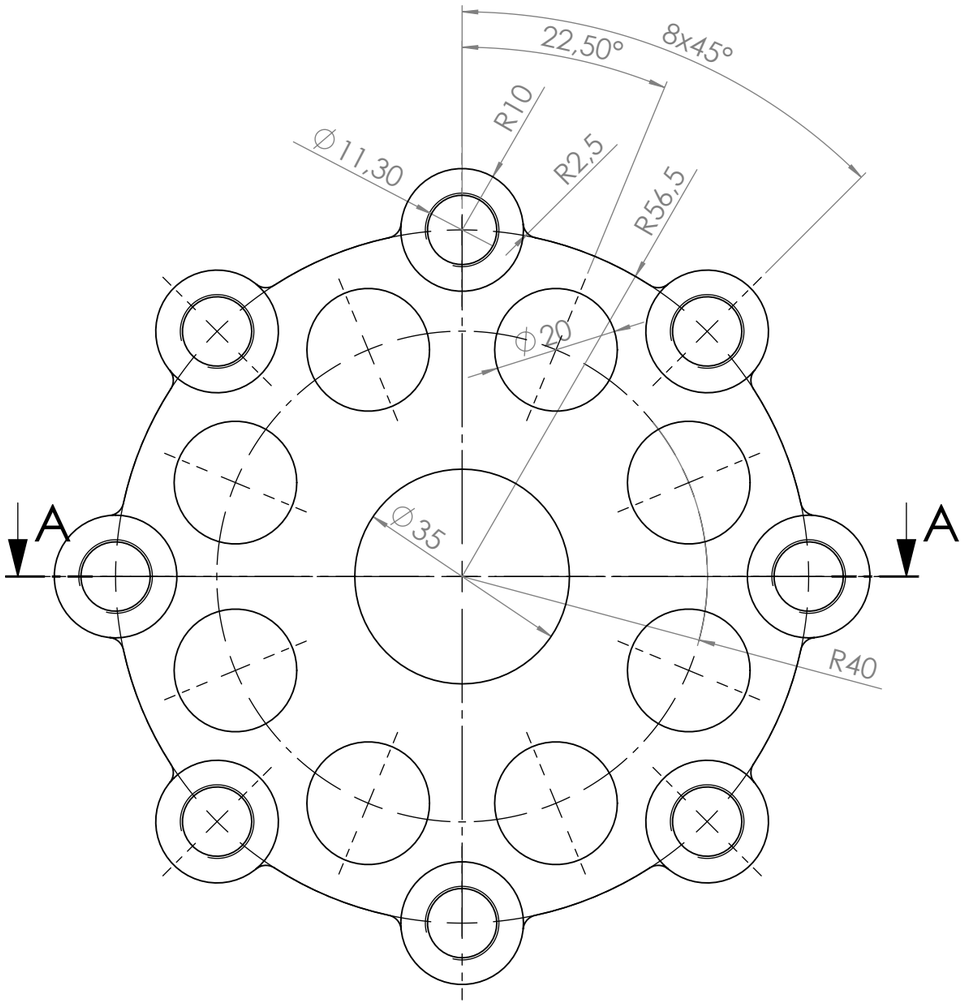


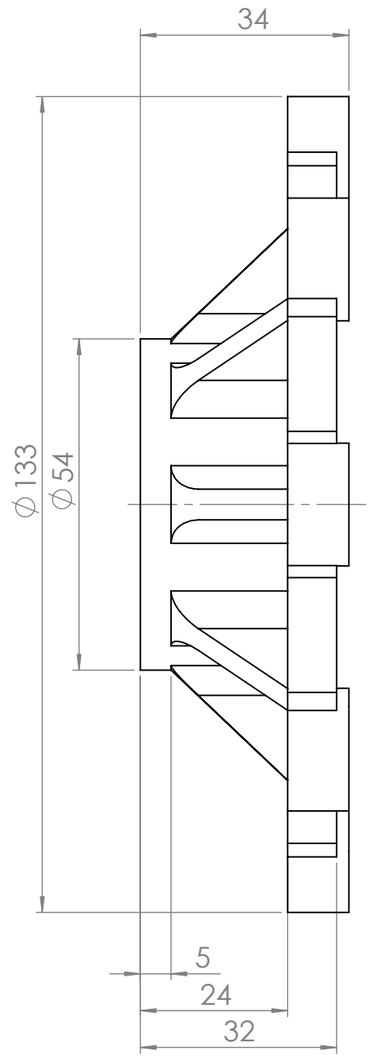


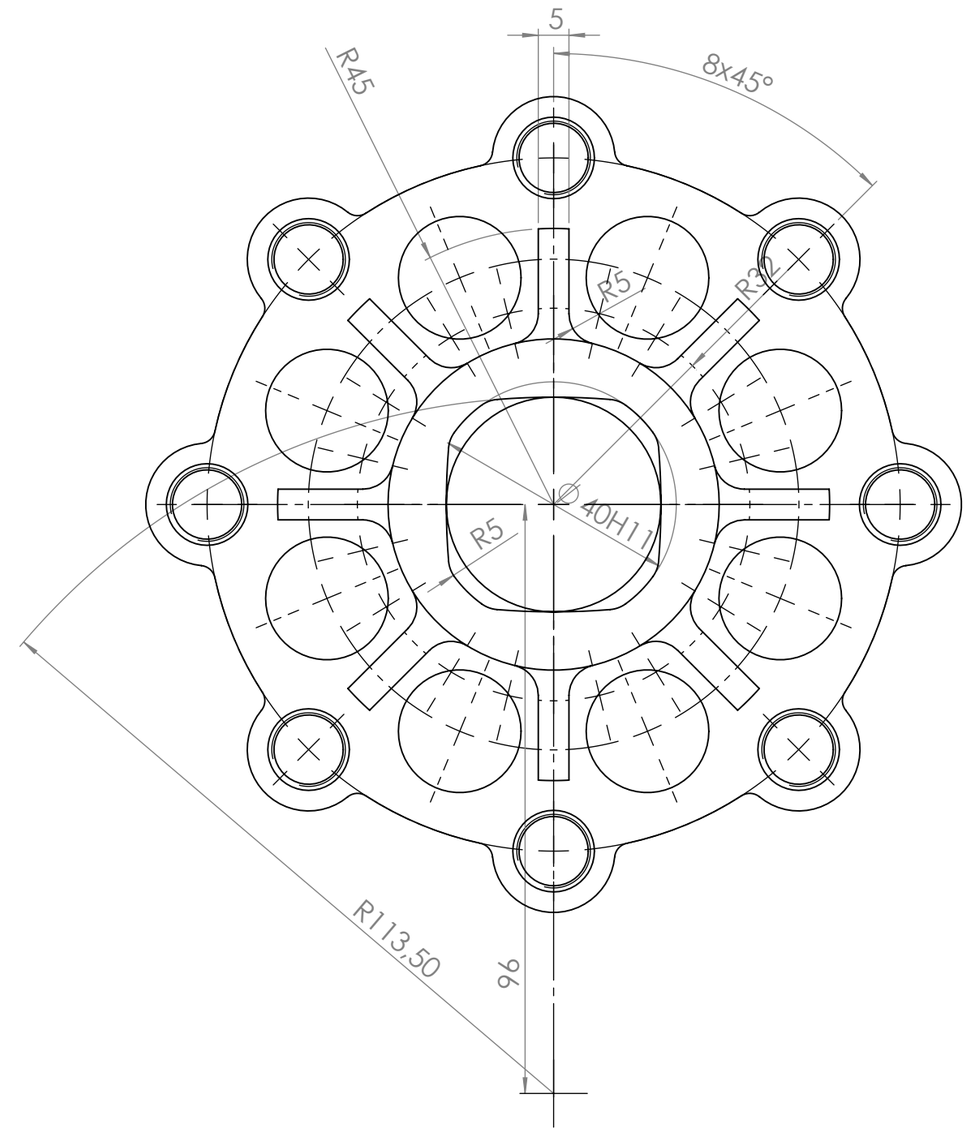
SCHNITT A-A

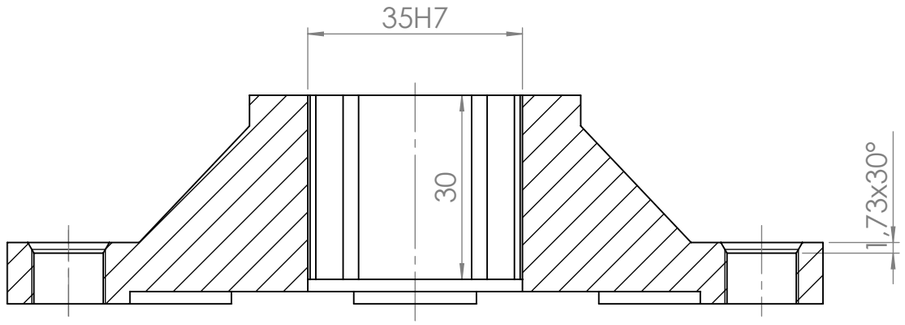
Benötigte Stückzahl: 1

(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1	(Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug)	EN-AW 7075
					Datum	Name	Differntialgehäuse	
				Bearb.	15.07.09	Fuchs		
				Gepr.				
				Norm				
				Hochschule Mittweida			02-41-06-00	Blatt 1 / Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn	Ersatz für:	Ersatz durch:





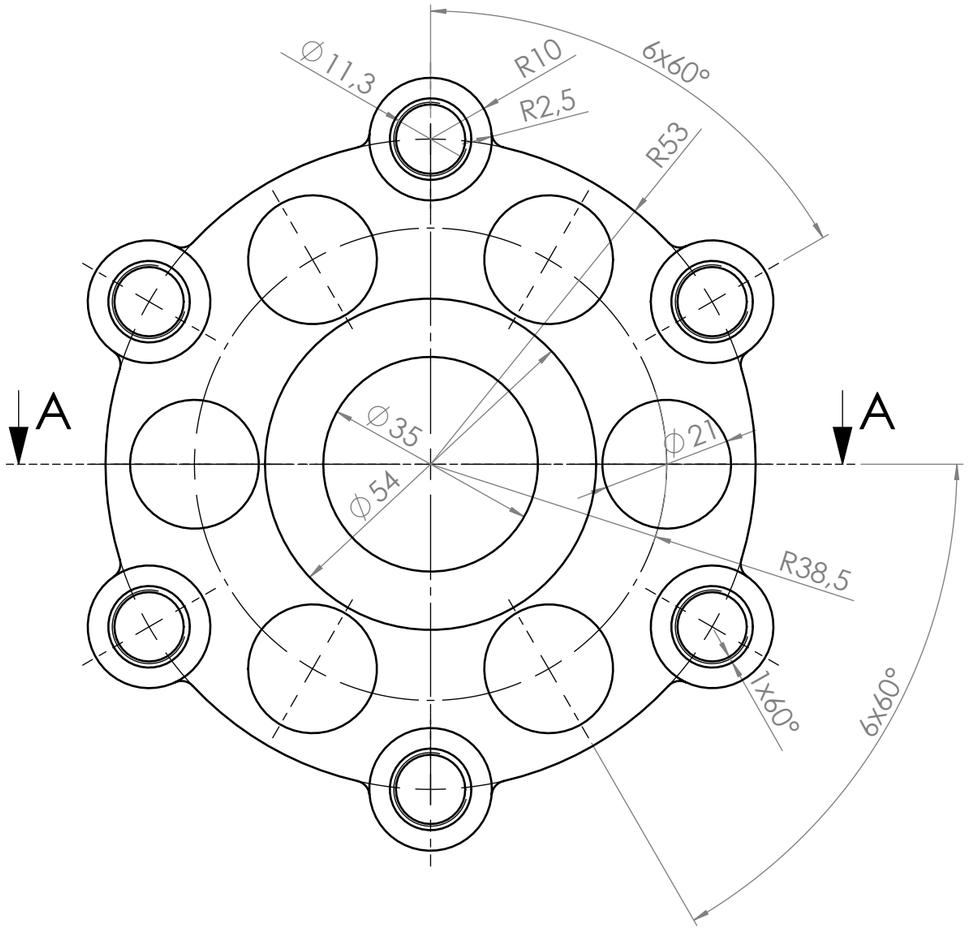


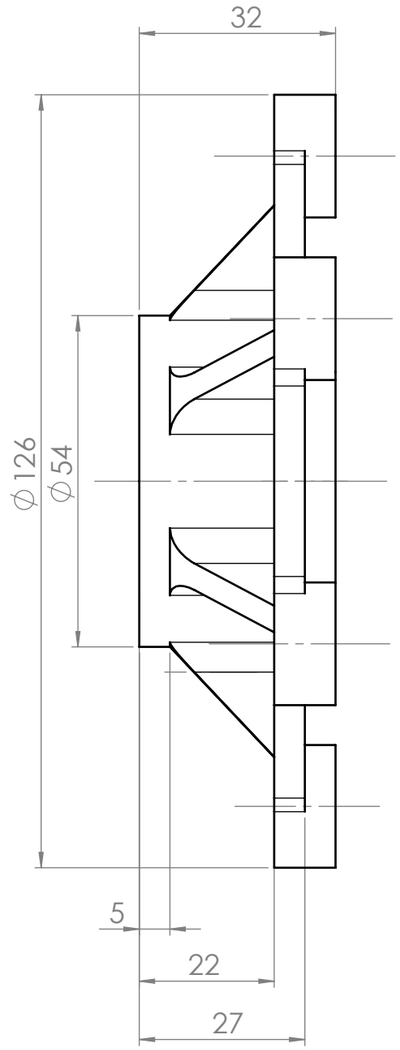


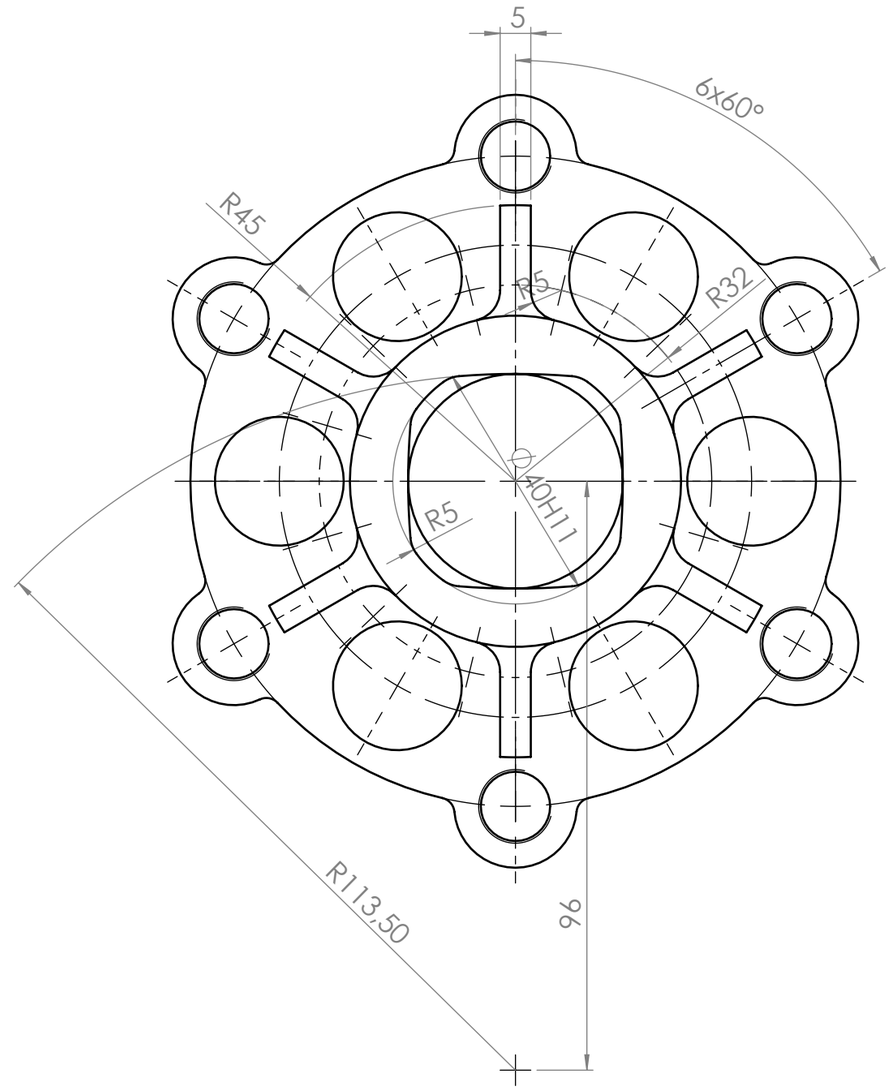
SCHNITT A-A

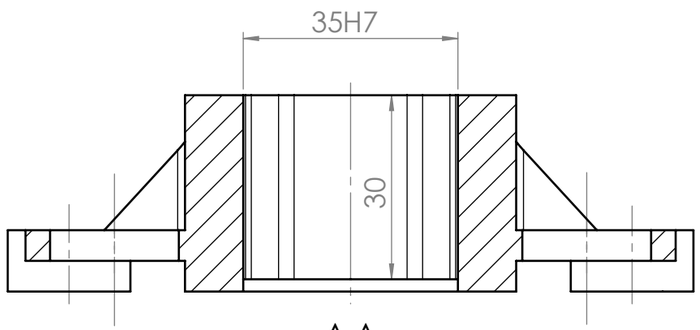
Benötigte Stückzahl: 1

(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) EN-AW 7075
					Datum	Name	
				Bearb.	15.07.09	Fuchs	Kettenradhalter
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-42-02-00 Blatt 1 Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:





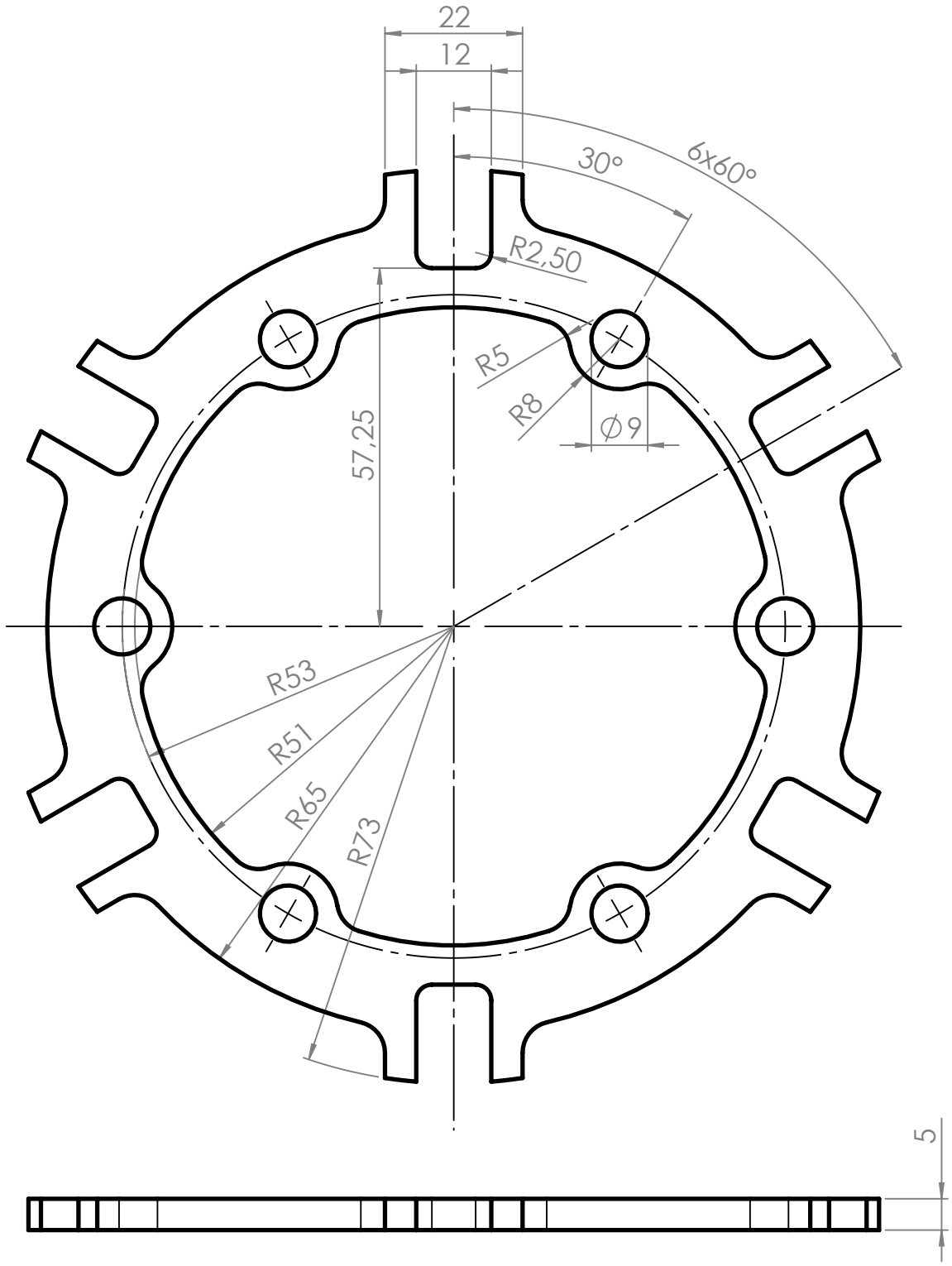




A-A

Benötigte Stückzahl: 1

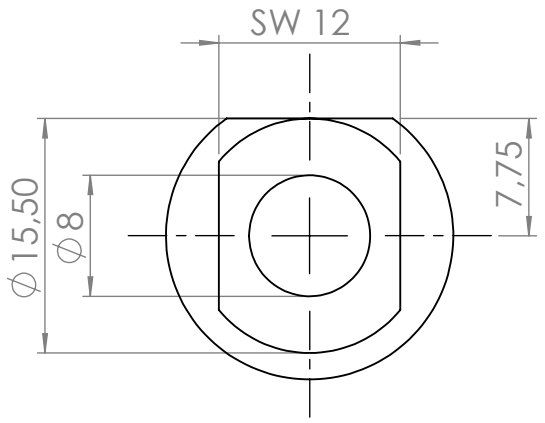
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1	(Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug)	EN-AW 7075
					Datum	Name	Bremsscheibenhalter	
				Bearb.	14.07.09	Fuchs		
				Gepr.				
				Norm				
				Hochschule Mittweida			02-42-06-00	Blatt 1 / Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:

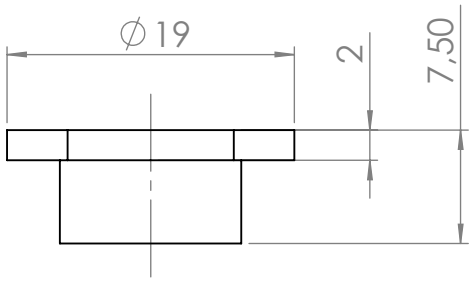


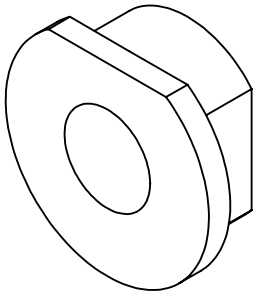
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
						(Werkstoff Halbzeug) EN-AW-7075
					Datum	Name
				Bearb.	23.07.09	Fuchs
				Gepr.		
				Norm		
				Hochschule Mittweida		02-42-07-00
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: / Ersatz durch:

Bremsscheibenaufnahme

Blatt 1
Blätter 1

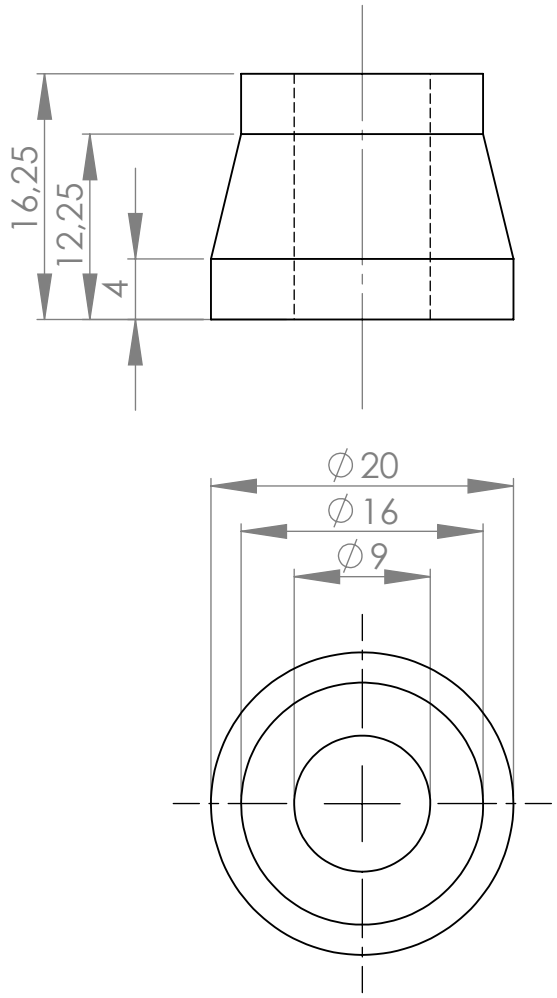


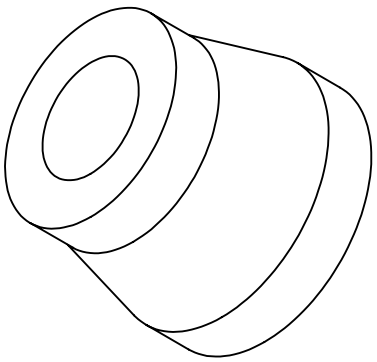




Benötigte Stückzahl: 6

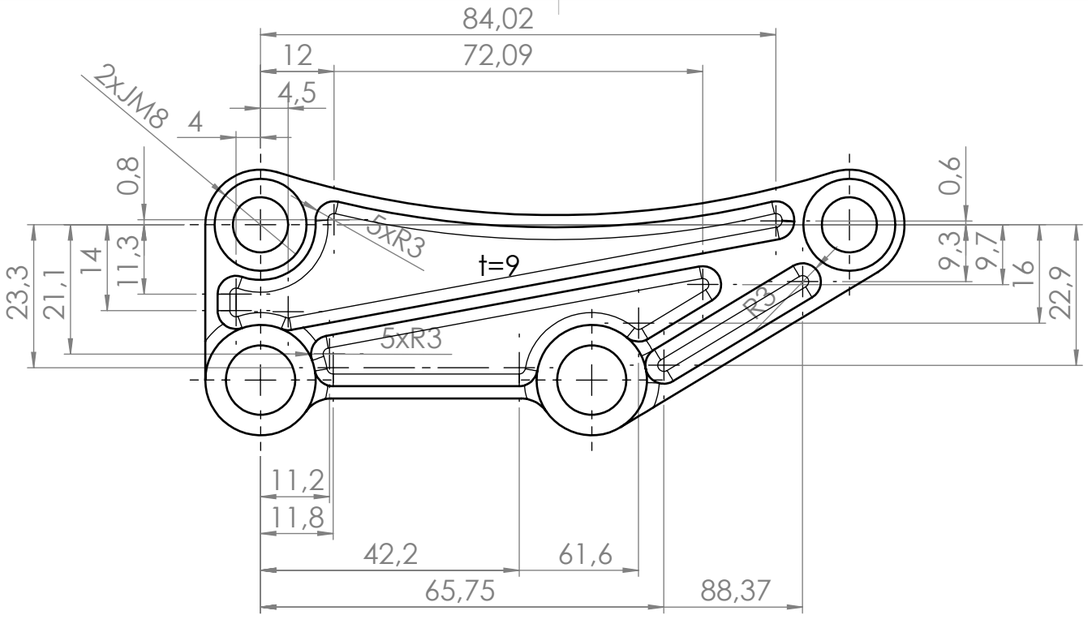
(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) EN-AW-7075
	Datum	Name	Floater
	Bearb. 14.07.09	Fuchs	
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-42-08-00 Blatt 1 Blätter 1
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:

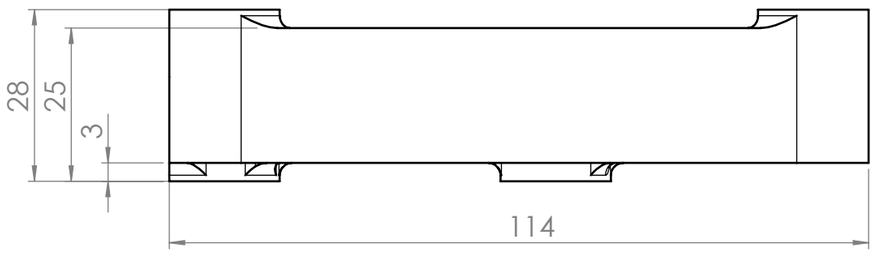


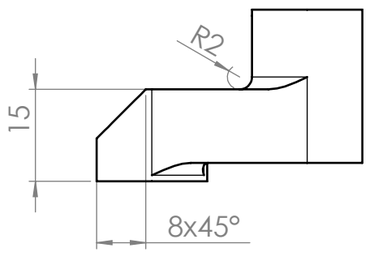


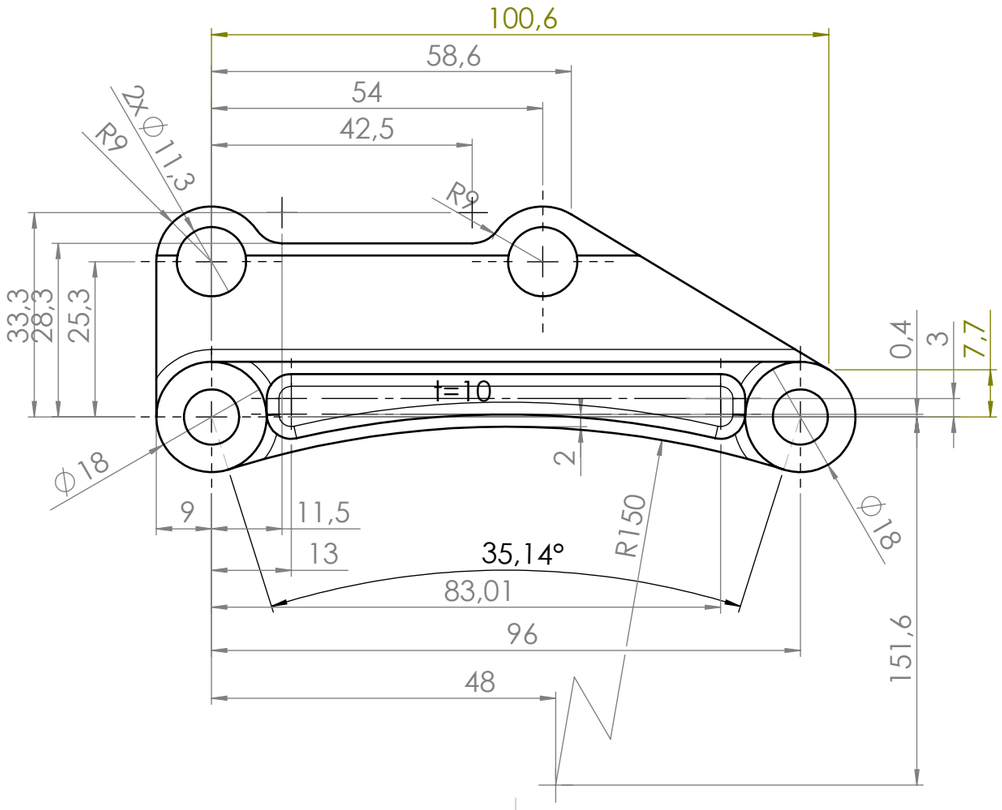
Benötigte Stückzahl: 6

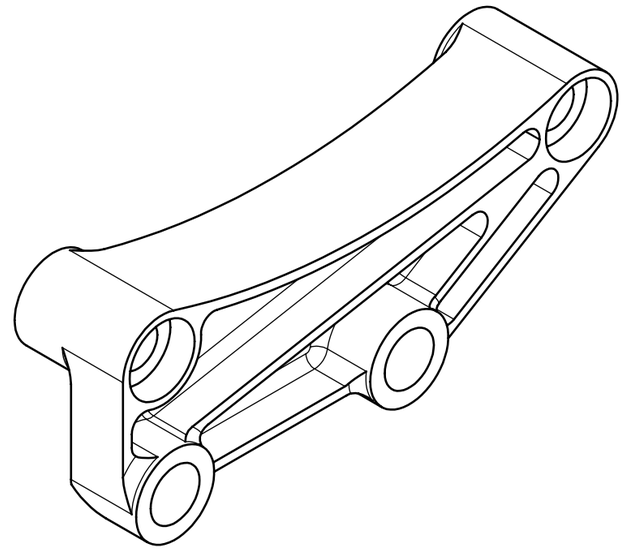
(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) EN-AW-7075
	Datum	Name	Distanzstück
	Bearb. 14.07.09	Fuchs	
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-42-09-00 Blatt 1 Blätter 1
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:











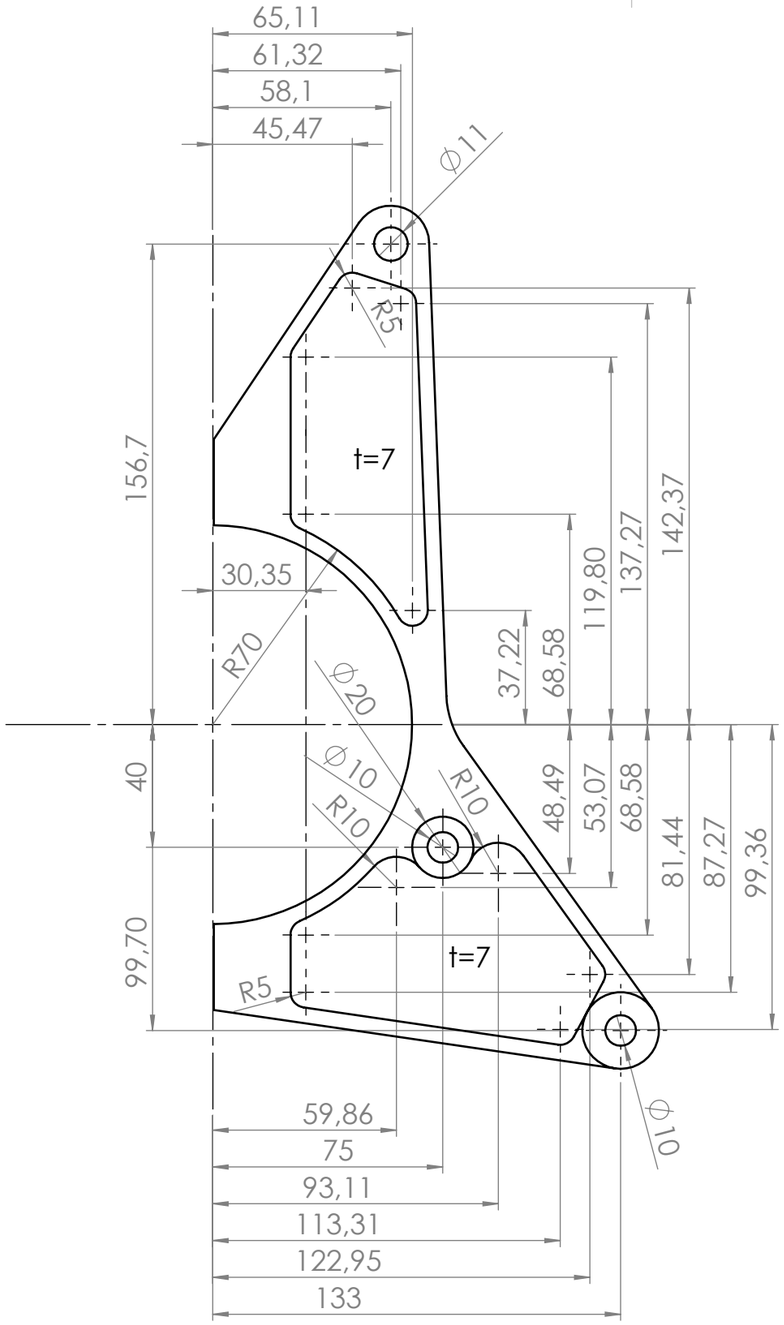
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1
							(Werkstoff Halbzeug)
					Datum	Name	
				Bearb.	19.07.09	Fuchs	Bremszangenadapter
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-42-10-00
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: / Ersatz durch:

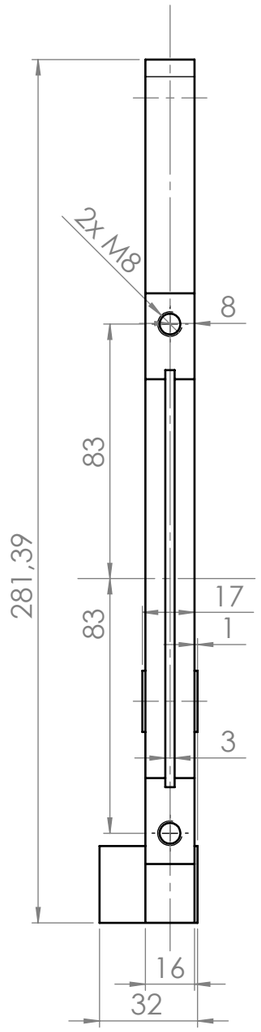
(Gewicht)

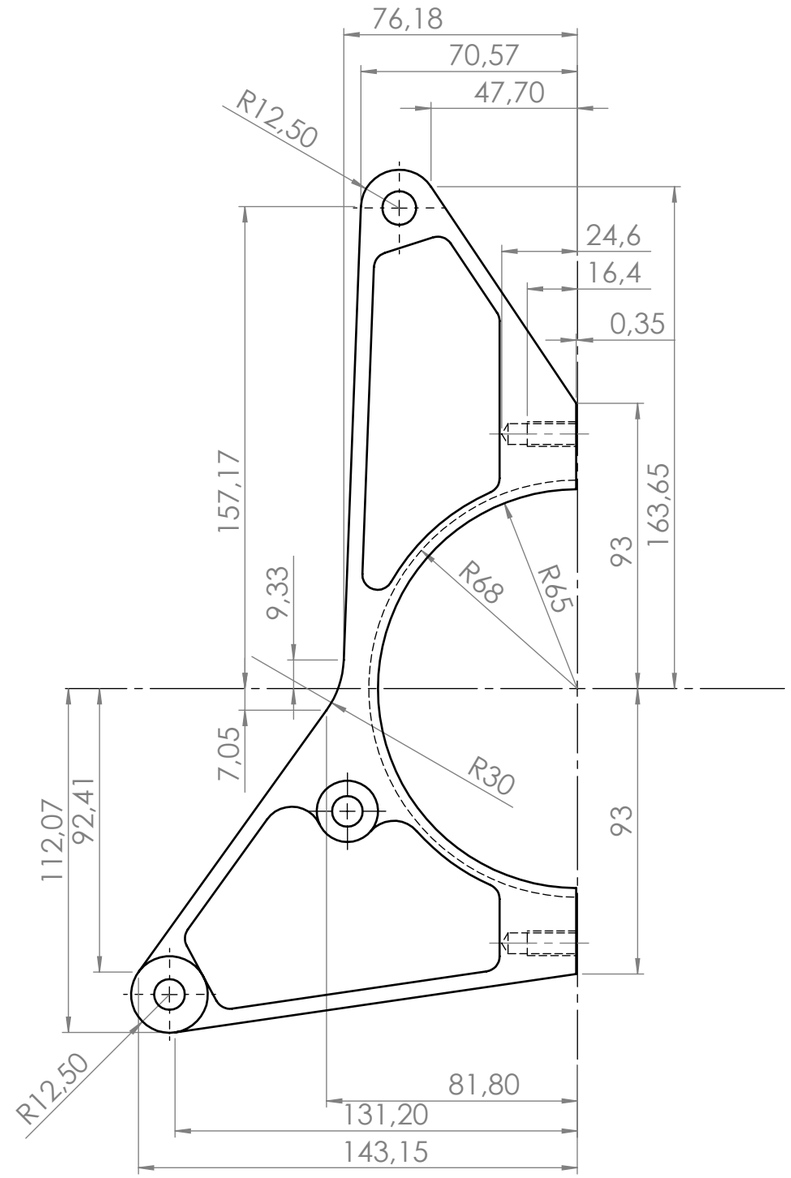
EN-AW 7075

Blatt 1

Blätter 1



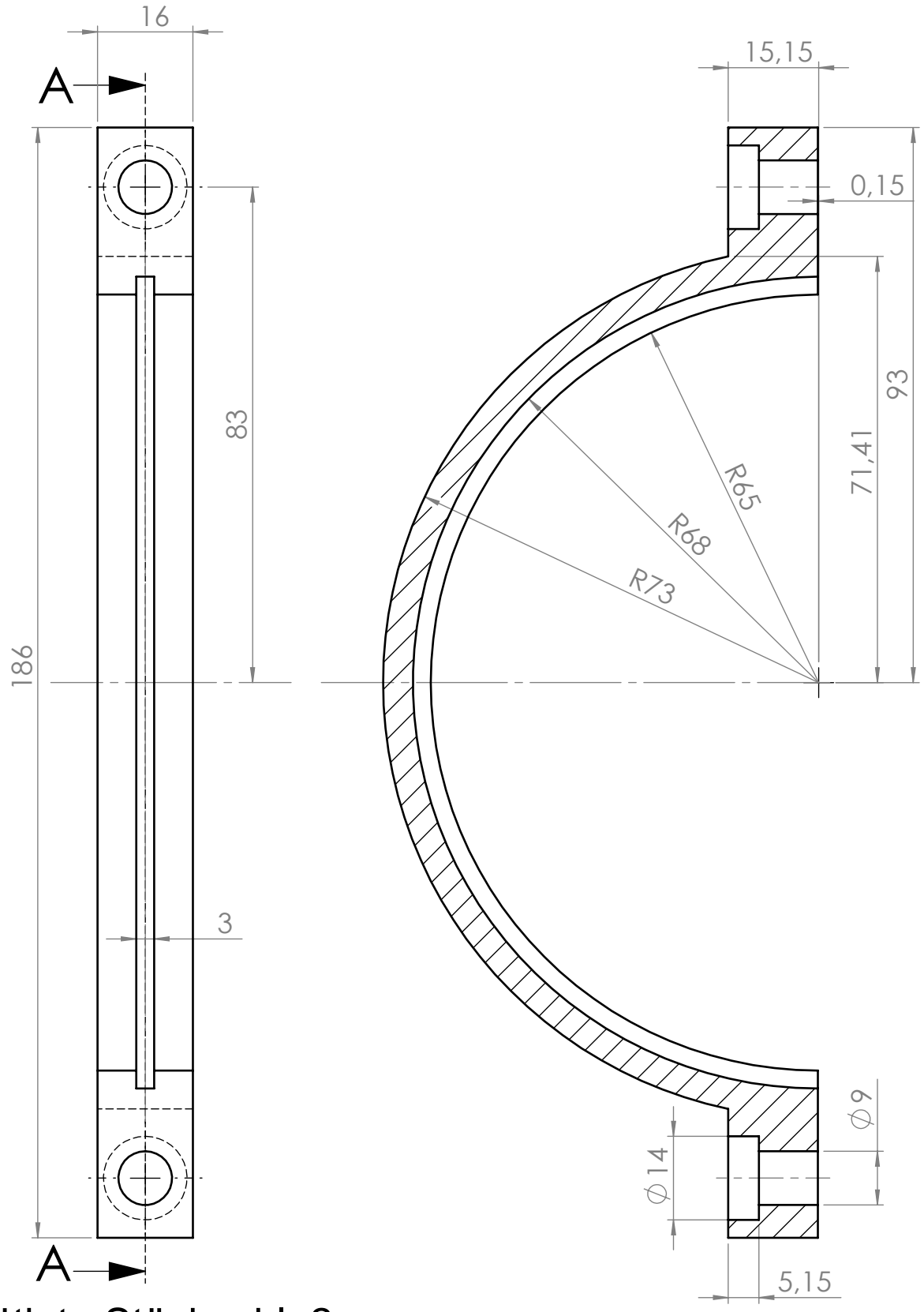




Benötigte Stückzahl: 1

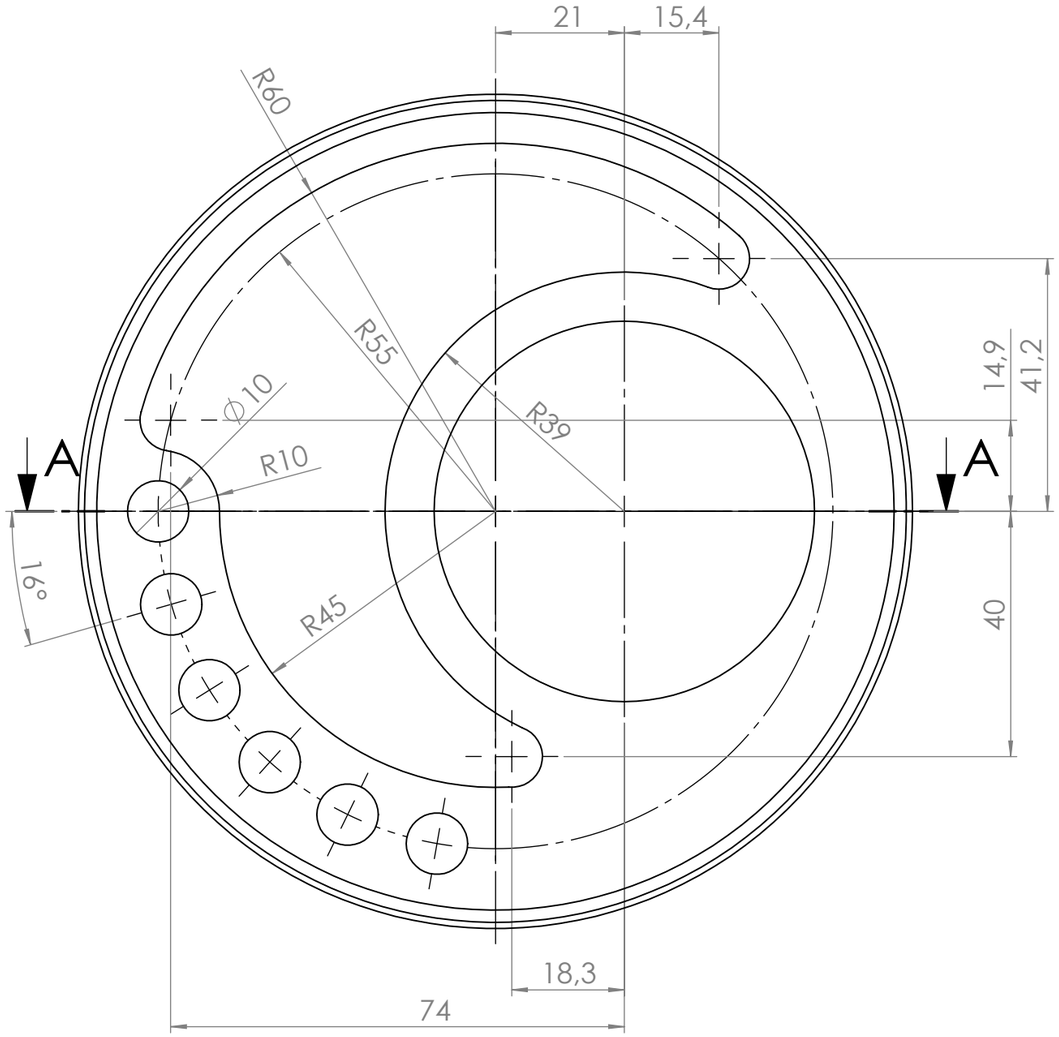
1x gespiegelt (Halterung links)

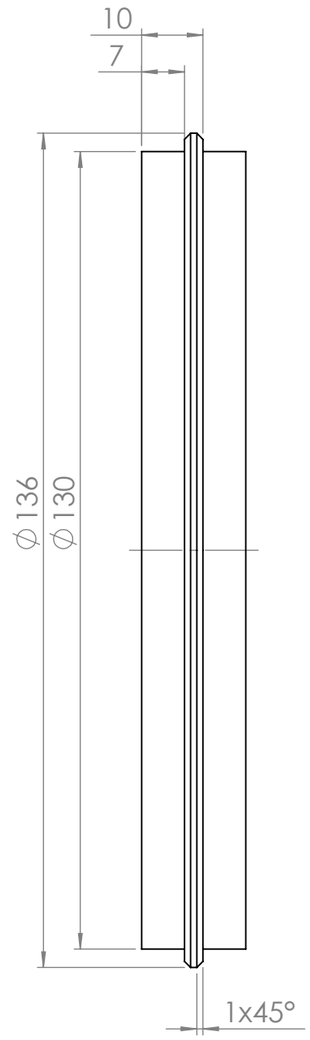
(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:2 (Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) EN-AW 7075
	Datum	Name	Halter vorn rechts
	Bearb. 11.07.09	Fuchs	
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-43-01-01 Blatt 1 Blätter 1
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:

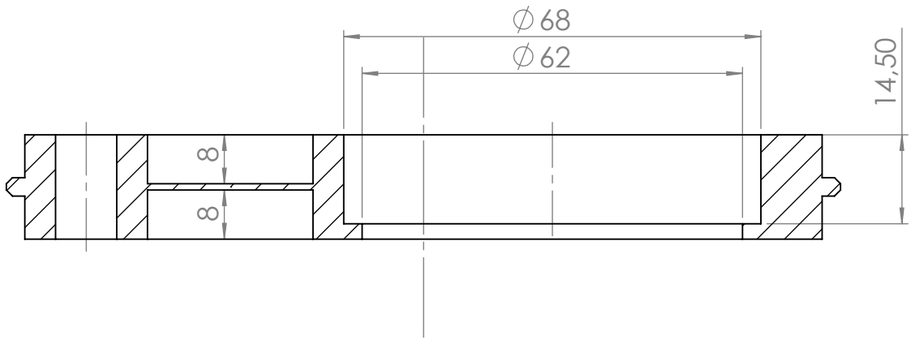


Benötigte Stückzahl: 2

(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1	(Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) EN-AW 7075
					Datum	Name	Spannring
				Bearb.	11.07.09	Fuchs	
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-43-01-03	Blatt 1 / Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:

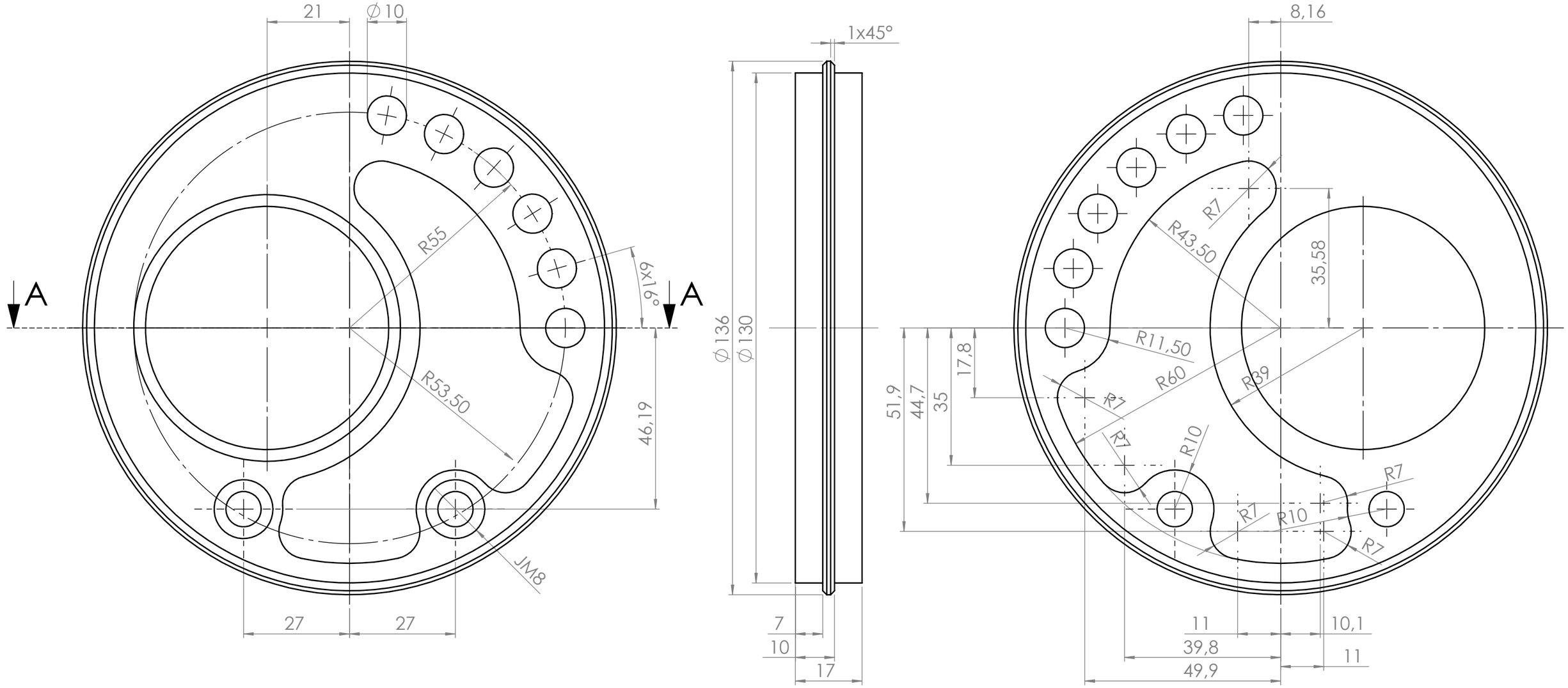


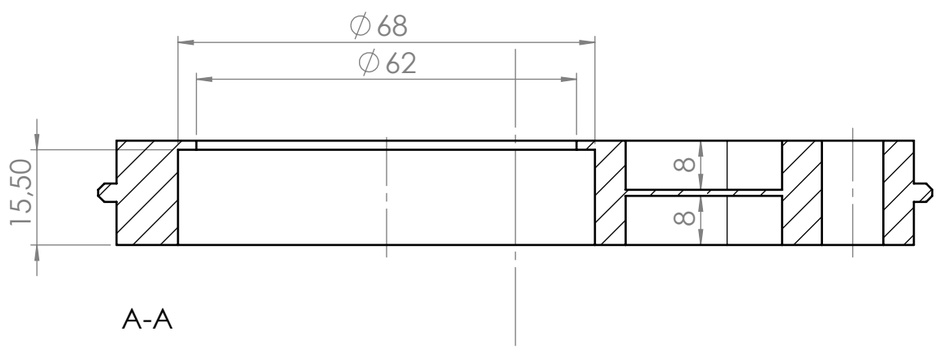




SCHNITT A-A

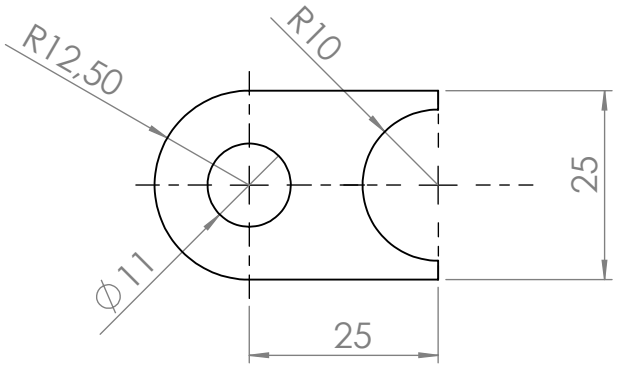
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug) EN-AW 7075
					Datum	Name	Exenterscheibe links
				Bearb.	19.07.09	Fuchs	
				Gepr.			
				Norm			
				Hochschule Mittweida			02-43-01-04 Blatt 1 Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:

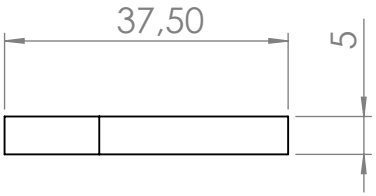


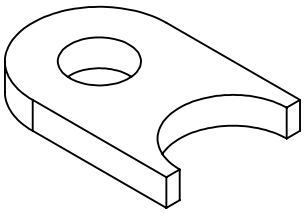


Benötigte Stückzahl: 1

(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) EN-AW-7075
	Datum	Name	Exenterscheibe rechts
	Bearb. 19.07.09	Fuchs	
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-43-01-05 Blatt 1 Blätter 1
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: Ersatz durch:

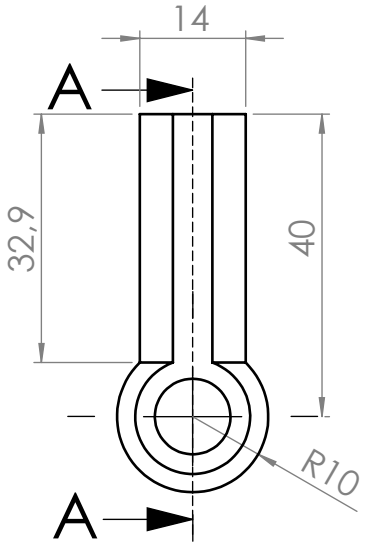


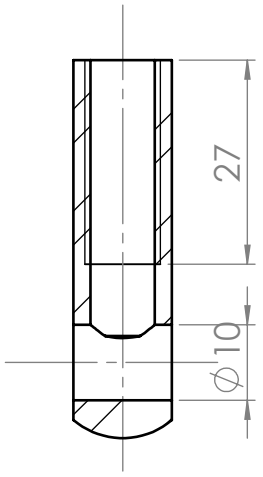




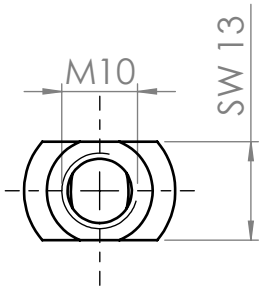
Benötigte Stückzahl: 8

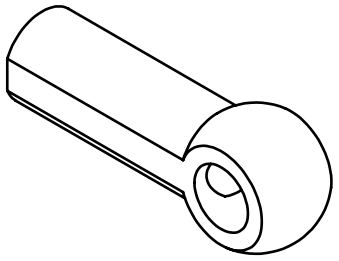
(Verwendungsbereich)				(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768		(Oberfl.)	Maßstab 1:1	(Gewicht)
							(Werkstoff Halbzeug)	E235
					Datum	Name	Anschweissnase	
				Bearb.	14.07.09	Fuchs		
				Gepr.				
				Norm				
				Hochschule Mittweida			02-43-01-06	Blatt 1 / Blätter 1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		beschn.	Ersatz für:	Ersatz durch:





A-A





Benötigte Stückzahl: 3

(Verwendungsbereich)	(Zul.Abw.) Klasse DIN ISO 2768	(Oberfl.)	Maßstab 1:1 (Gewicht)
			(Werkstoff Halbzeug) 50CrMo4
	Datum	Name	Sicherungsbuchse
	Bearb. 11.07.09	Fuchs	
	Gepr.		
	Norm		
	Hochschule Mittweida		02-44-01-00 Blatt 1 Blätter 1
Zust. Änderung Datum Name	Ursprung	beschn.	Ersatz für: Ersatz durch: