SIMPEP

FVA Kongress zur Simulation im Produktentstehungsprozess
18./19. Juni 2009 in Veitshöchheim

EDGE – Vom virtuellen Produkt zum realen Rennfahrzeug

Vortragende	Dr.techn. Grafinger, Manfred TU – Wien, Konstruktionswissenschaften Getreidemarkt 9 / 307 A – 1060, WIEN Woitsch, Gernot, TUW Racing Team	
Weitere Autoren	Prof. Dr.-Ing. Weigand, Michael TU – Wien	Prof. Dr.-Ing. Gerhard, Detlef TU – Wien

Kurzfassung

Die Formula Student ist ein internationaler Konstruktionswettbewerb, in dem Teams aus Studenten mit selbst entworfenen und gebauten Rennwagen gegeneinander antreten. Die Fahrzeuge werden nach einem von der SAE definierten Reglement gebaut. Um angesichts der internationalen Konkurrenz wettbewerbsfähig sein zu können ist es nötig, sich bei der Entwicklung und Konstruktion am aktuellen Stand der Rennsporttechnik zu orientieren, zudem auch neue Lösungswege zu beschreiten und vor allem Gewicht einzusparen. Die Anforderungen an den Antriebstrang von FS – Fahrzeugen sind im Automobilbau einzigartig, da die Kombination von 60 bis 70 KW Motorleistung bei nur 200 kg Gesamtfahrzeugmasse sonst nur bei Motorrädern vorkommt. Aufgrund der kurzen gefahrenen Renndistanzen pro Saison muss bei der Auslegung kein Wert auf Dauerfestigkeit gelegt werden.

Hier wird am Beispiel des Differentialgetriebes gezeigt, wie durch eine Eigenentwicklung eines Leichtmetallgehäuses statt dem Stahlgehäuse des Herstellers eine konsequente Gewichtsoptimierung erreicht werden kann. Durch die ausführliche FE – Analyse konnte die Masse des Gehäuses um 70 % von 2,8 kg auf 824 g reduziert werden. Das Trägheitsmoment um die Rotationsachse verringerte sich um 75 % von 0,0048 auf 0,0012 kgm^2. Diese durch die Optimierung und die speziellen Randbedingungen der Rennserie erreichte Reduktion ist für ein einzelnes Bauteil enorm, muss aber auf das Gesamtfahrzeug relativiert werden. Hier bringt der Leichtbau des Differentialgetriebes eine Reduzierung von ca. 1 %. Trotzdem ist es im Rennsport, wie auch in der Formula Student, nötig auch in kleinen Details zu optimieren, um konkurrenzfähig bleiben zu können. Dies hat das Team mit hervorragenden Ergebnissen in seiner ersten Saison eindrucksvoll bewiesen.

Das Rennfahrzeug wird vollständig als virtuelles Produktmodell mit der Software CATIA V5 abgebildet. Das bietet den Vorteil einer vollintegrierten Entwicklungskette vom Entwurf über die Festigkeitsanalyse und die kinematische Simulation der Radaufhängungen bis zur Programmierung der NC-Bearbeitung. In der Konstruktion erforderliche Änderungen können so unmittelbar am Modell neu analysiert werden. Ebenso kann das Design der Kohlefaserverbundbauteile samt Bestimmung des Lagenaufbaues und Abwicklung der Zuschnittspläne direkt im System durchgeführt werden.

1. Einleitung

1.1. Was bedeutet Formula Student ?

Die Formula Student ist ein internationaler Konstruktionswettbewerb, in dem Teams aus Studenten mit selbst entworfenen und gebauten Rennwagen gegeneinander antreten. Sowohl die technische Entwicklung der Fahrzeuge, als auch die gesamte Organisation, wie auch das Anwerben von Sponsoren geschieht dabei von den Studenten selbst.

Die Formula Student nahm ihre Anfänge 1981 als Formula SAE in den USA und wurde von der SAE als Nachwuchsförderungsprogram ins Leben gerufen. 1998 begann sie langsam auch in Europa Fuß zu fassen. Heute umspannt das Netzwerk aus Studententeams und Austragungsorten den gesamten Globus. Bei den größten europäischen Bewerben in Silverstone und Hockenheim messen sich beispielsweise jeweils ca. 80 Teams.

1.2. Das Reglement

Die Fahrzeuge werden nach einem von der SAE definierten Reglement, das den Rahmen durch Festlegung von Größen- und Sicherheitsmerkmalen vorgibt, gebaut. Die wichtigsten Eckdaten sind: Verbrennungsmotor mit maximal 610ccm und 20mm Airrestrictor, Chassis in Monopostobauweise mit freistehenden Rädern. Das Gewicht der Fahrzeuge ist nicht reglementiert. Die meisten Bestimmungen betreffen die Sicherheit. So ist beispielsweise ein Festigkeitsnachweis für den Rahmen oder das Monocoque zu bringen. Es sind zwei Überrollbügel vorgeschrieben, deren Verbindungslinie über dem Helm des Fahrers liegen muss. An der Fahrzeugfront ist eine Crashbox vorgeschrieben, die sich bei einem Aufprall mit einer Gesamtmasse von 300 kg und einer Geschwindigkeit von 7 m/s so deformieren muss, dass bis zum Stillstand eine mittlere Verzögerung von 20 g und eine maximale Verzögerung von 40 g nicht überschritten wird.

Vor jedem Bewerb müssen sich die Fahrzeuge im Rahmen eines Zulassungsverfahrens zusätzlichen Tests unterziehen, um die Fahrtauglichkeit zu prüfen. Die Prozedur beginnt mit der technischen Abnahme, bei der die Jury die Einhaltung des Reglements überprüft. Beim Noise-Test wird eine Schallmessung im Nahfeld gemacht, bei der die Autos im Stand und Nenndrehzahl nicht lauter als $L_{p,0.5m}$ = 110dB(A) sein dürfen. Beim Brake-Test wird das Fahrzeug kurz beschleunigt und anschließend maximal verzögert. Der Test gilt als bestanden, wenn alle 4 Räder gleichzeitig blockieren. Beim Tilt-Test wird das Fahrzeug 60° um seine Längsachse gekippt. Die 60° errechnen sich aus der Querbeschleunigung, welche die Rennreifen mit Reibwerten von μ = 1,8 theoretisch übertragen können. Dabei darf das Fahrzeug einerseits nicht umkippen, was einen Überschlag ausschließen soll. Andererseits dürfen bei diesem Winkel keine Flüssigkeiten austreten.

Abb. 1: Bremstest und Kipptest eines Formula Student Rennfahrzeugs

1.3. Die Bewerbe

Der Sieger wird nicht bei einem einzelnen Rennen, sondern bei einer Reihe von statischen und dynamischen Bewerben ermittelt. Ausgegangen wird von der Annahme, eine Kleinserie dieser Fahrzeuge für den Amateurrennsport zu entwickeln und zu vermarkten. Das heißt, dass neben den fahrdynamischen Eigenschaften auch Kosten, Design, ein Businessplan und vieles mehr in die Bewertung mit einfließen. Insgesamt sind max. 1000 Punkte nach Abb. 2 erreichbar, Sieger wird das Team mit der größten Gesamtpunktezahl aus der Summe der einzelnen Bewerbe.

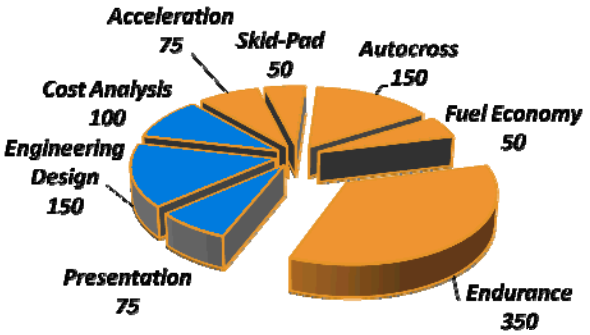

Abb. 2: Punkteverteilung in der Gesamtbewertung

Abb. 3: Fahrzeugpräsentation

Die dynamischen Bewerbe umfassen:

- Acceleration: Das Auto wird aus dem Stand maximal beschleunigt, die Zeit zum Bewältigen einer 75 m langen Strecke wird gemessen.
- Skidpad: Die Autos fahren in einer engen Achterschleife links und rechts. Hier ist die maximal erreichbare Querbeschleunigung ausschlaggebend.
- Autocross: Fahren um einen engen Handlingkurs. Es wird die Rundenzeit gemessen.
- Endurance: Ein Ausdauerrennen über 22 km. Die Kursführung ist ähnlich wie bei Autocross. Die Strecken sind durch die engen Kurven und Slaloms sehr langsam gehalten. Die Durchschnittsgeschwindigkeit liegt bei ca. 60 km/h, die Spitzengeschwindigkeit bei ca. 120 km/h.
- Fuel Economy: Diese Bewertung ist eigenständig, wird aber aus dem Treibstoffverbrauch bei Endurance errechnet. Die Wertung wurde heuer von 50 auf 100 Punkte ausgedehnt, außerdem gibt es jetzt auch bis zu 100 Minuspunkten. Dadurch will die Formula Student die Ingenieure von morgen zum Spritsparen erziehen. Es ist davon auszugehen, dass zukünftig auch weitere Maßnahmen (z.B. Energierückgewinnung beim Bremsen „KERS“ – Kinetic Energy Recovery System) im Reglement verankert werden.

1.4. Anforderungen an die Fahrzeuge

Um in den Schranken des Reglements und angesichts der internationalen Konkurrenz ein wettbewerbsfähiges Fahrzeug bauen zu können ist es nötig sich bei der Entwicklung und Konstruktion am aktuellen Stand der Rennsporttechnik zu orientieren, zudem auch neue Lösungswege zu beschreiten und vor allem Gewicht einzusparen.
Das Vorjahresmodell des TUW Racing Team hatte einen Stahl-Gitterrohrrahmen und einen stark modifizierten KTM LC4 Motor mit Turbolader, der mit seinen 62 KW das 220 kg leichte Fahrzeug in ca.3,5 Sekunden von Null auf 100 km/h beschleunigt. Heuer konnten durch den noch massiveren Einsatz von Kohlefaserverbundwerkstoff beim Rahmen und bei den Felgen, sowie durch weitere Maßnahmen das Gewicht auf 180 kg reduziert werden.
Eine weitere Forderung ist die erforderliche Wendigkeit bedingt durch die eng gesteckten Handlingkurse. Erreicht wird das vorwiegend durch ein ausgeklügeltes Fahrwerk und eine kompakte Bauweise. Mit einem Radstand von 1600 mm und einer Spurweite von 1200 mm sind die Fahrzeuge allgemein sehr klein und wendig.

2. Optimierung des Antriebstranges

Die Antriebsstränge der FS – Autos haben fast alle dasselbe Konzept, nämlich sequenzielles Motorradgetriebe, Kettentrieb zu einem Sperrdifferenzial, Gleichlaufgelenke und Halbwellen zu den hinteren Radnaben. Die Anforderungen an den Antriebstrang sind im Automobilbau für FS – Fahrzeuge einzigartig, da die Kombination von 60 bis 70 KW Motorleistung bei nur 200 kg Gesamtmasse sonst nur bei Motorrädern vorkommt. Die angestrebte Fahrzeugmasse erfordert eine stark optimierte Leichtbaukonstruktion, wobei aufgrund der kurzen gefahrenen Renndistanzen pro Saison kein Wert auf Dauerfestigkeit gelegt werden muss. Zudem tritt Volllast am Antriebsstrang bei den Wettkämpfen praktisch nur im Acceleration – Bewerb auf.

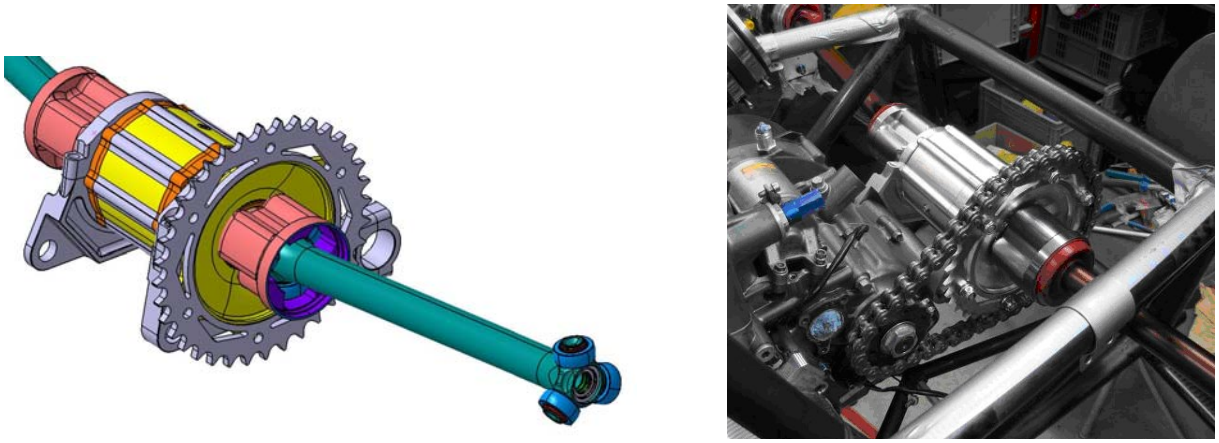

Abb. 4: Antriebsstrang im virtuellen Produktmodell und real verbaut

2.1 Getriebe

Um das Fahrleistungsschaubild des KTM LC4 (Abb. 5) für die langsam ausgelegten Formula Student Bewerbe zu optimieren, sowie um Massenträgheitsmoment einzusparen und so die Beschleunigung zu verbessern, wird das Herstellergetriebe überarbeitet.

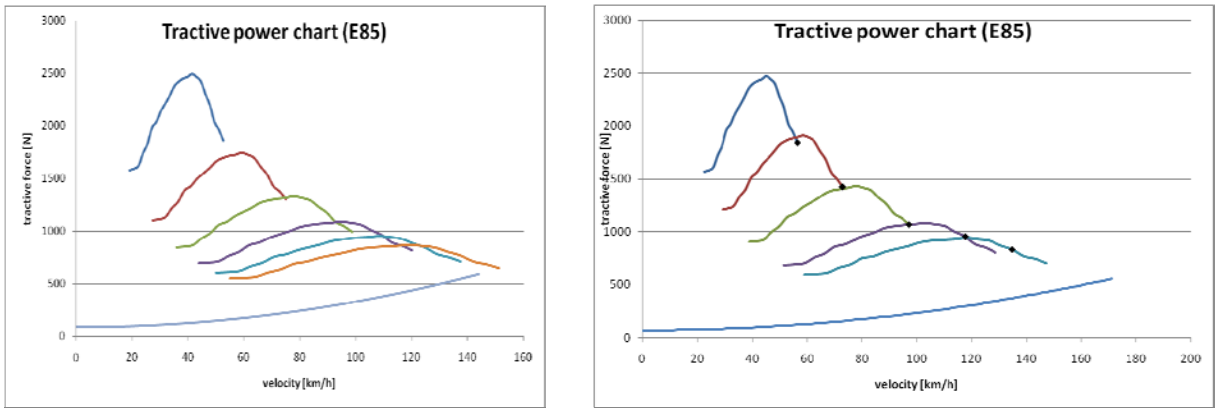

Abb. 5: Fahrleistungsschaubild 6. Gang-Getriebe (links) und neues 5. Gang-Getriebe

Die Zahnräder der Gänge 2 und 3 wurden mit optimierter Übersetzung neu konstruiert und bei einem Getriebespezialisten in Deutschland gefertigt. Da der 6. Gang eigentlich nicht gebraucht wird, außer um die Gänge 2 und 4 zu schalten, wird das Losrad durch eine Distanzhülse ersetzt und das Schieberad zur Schaltklaue umfunktioniert. Sogar die jetzt nutzlosen Zähne dieses Rades werden zur Massenreduktion abgedreht (Abb. 7).

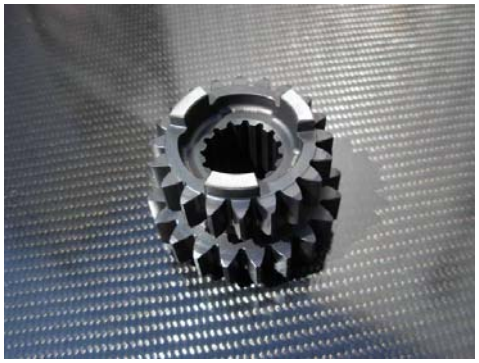

Abb. 6: Neu gefertigte Zahnräder

Abb. 7: Schaltklaue (6. Gang ohne Zähne)

2.2. Kettentrieb

Als Kette fungiert eine Motorradkette in der reibungsoptimierten X-Ring-Ausführung. Um weiter Gewicht zu sparen wurde das Kettenblatt mittels FE – Analyse optimiert und mit einer Wasserstrahlschneidanlage aus einer ENAW 7075 – Aluminiumplatte gefertigt.

2.3. Radantrieb

Der Antrieb zu den Rädern erfolgt über hohlgebohrte Antriebswellen mit vollintegrierten Tripodengelenken. Das bedeutet, dass die Wellen mitsamt den Zapfen für die Tripodenrollen aus einem Stück Stahl gefertigt werden. Diese entsprechen dem aktuellen Stand der Rennsporttechnik. Die Tripodenwellen greifen radseitig in Titan – Radnaben ein.

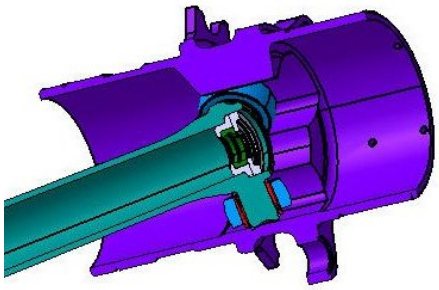

Abb. 8: Hohlgebohrte Tripodenantriebswellen im virtuellen Produktmodell und real verbaut

2.4. Differentialgetriebe

Bei den verschiedenen dynamischen Bewerben sind unterschiedliche Sperrwerte erwünscht. Beim Skidpad, einer Kreisfahrt, würde ein offenes Differenzial reichen. Beim Acceleration ist ein hoher Sperrwert vorteilhaft. Dazu wird eine geringe rotatorische Massenträgheit gefordert, was ohnedies mit der möglichst geringen Gesamtmasse einhergeht.

In der vorjährigen Rennsaison hatte das Team ein Helical-Torsen-Differenzial von Quaife im Einsatz. Der Umbau auf ein Leichtmetallgehäuse scheiterte am zu großen Reibwert zwischen Stahl und Aluminium. Heuer soll ein Lamellensperrdifferenzial eingesetzt werden, welches die Einstellung verschiedener Sperrwerte für die unterschiedlichen Disziplinen im Formula Student Bewerb ermöglicht. Die Sperrwirkung entsteht hier nicht durch verstärkte Reibung zwischen Helical – Zahnrädern und Gehäuse wie beim Quaife Differential, sondern durch Reibung zwischen den Lamellenpaaren. Dadurch bleibt der Sperrwert vom Reibwert der Innenteile zum Gehäuse unbeeinflusst und der Einsatz eines Aluminiumgehäuses aus ENAW 7075 wird möglich.

2.5. FE – Simulation des Differentialgehäuses

In einem 1. Entwurf wird das Aluminiumgehäuse mit ähnlicher Geometrie wie beim originalen Stahlgehäuse des Herstellers konstruiert. Auch die Flanschverschraubung wird beibehalten.

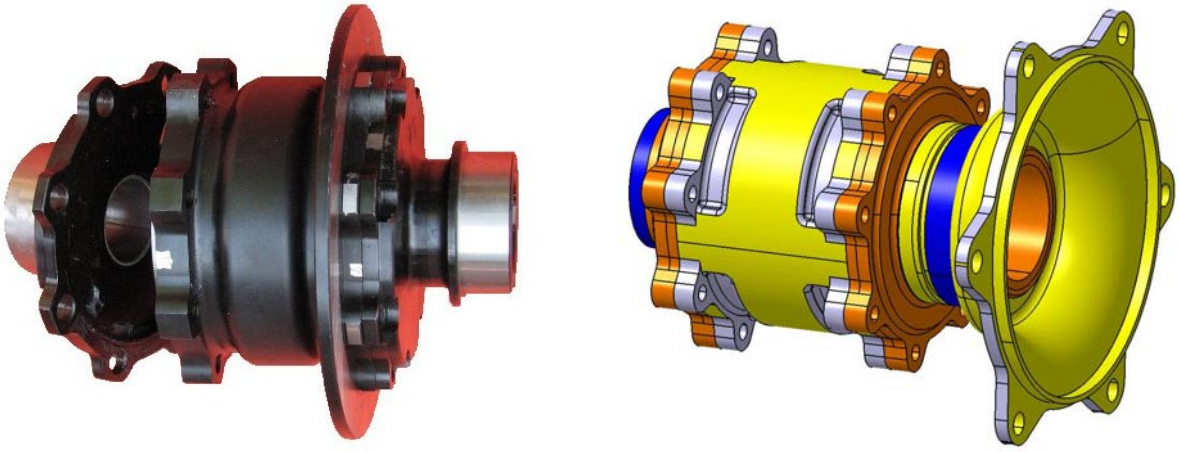

Abb. 9: Originaldifferential und Erstentwurf des Leichtmetallgehäuses

Für die Festigkeitsanalyse wird ein Finite – Elemente Modell der Baugruppe Gehäuse + Deckel und Kettenradmitnehmer erstellt. Die Lagerung ist einerseits direkt am Gehäuse (Loslager) und andererseits am Kettenradmitnehmer (Festlager) erkennbar durch die blau gefärbten Flächen. Die Krafteinleitung erfolgt durch ein starres virtuelles Teil (FE-Element), welches das Kettenrad ersetzt, auf den Mitnehmer. Vorversuche am Kettenradmitnehmer haben gezeigt, dass die Versteifung des Mitnehmers durch das starre Element (symbolisiert in Abb. 10 links durch die Volllinien) ohne erheblichen Einfluss auf die Verformung an den kritischen Stellen ist, aber im Vergleich zur Baugruppenrechnung mit Kettenrad durch den Wegfall der Schraubenverbindungen eine erhebliche Einsparung an Ressourcen bringt. Das eingeleitete Drehmoment wird an der Innenseite des Gehäuses an den Anlageflächen der Lamellen mit gegen Rotation fixierten flexiblen virtuellen Elementen abgestützt. Hier ist der Einsatz von flexiblen FE-Teilen (symbolisiert in Abb. 10 rechts durch die strichlierten Linien) erforderlich, um die freie Verformung des Gehäuses nicht zu behindern. Die Vorspannung in den Schrauben kann durch eine virtuelle Schraubenverbindung mitberücksichtigt werden (grüne Linien in Abb. 10 links).

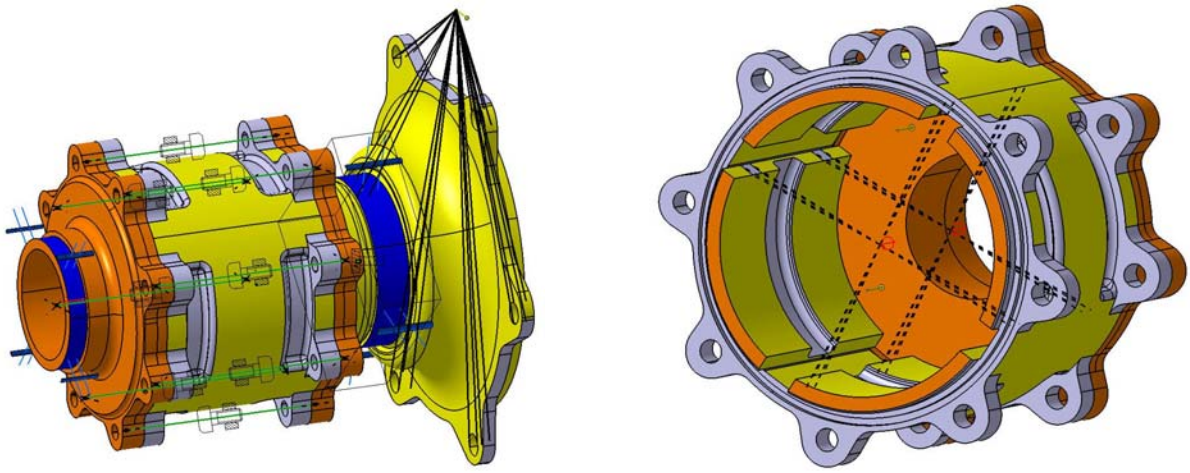

Abb. 10: Finite – Elemente Modell des Differentialgehäuses

Die Ergebnisse der Modellrechnung am Erstentwurf zeigen, dass vor allem drei Problembereiche im Leichtmetallgehäuse bestehen (siehe Abb. 11):

a) Übergang Schraubenflansch zum Gehäuse mit $\sigma_v > 300$ MPa
b) Spannungsspitze in der scharfkantigen Kerbe am Gehäusedeckel unter dem Kettenradmitnehmer mit $\sigma_v \approx 300$ MPa
c) Spannung im Lagerfreistich mit R1,5 am Mitnehmer mit $\sigma_v \approx 300$ MPa

Die Belastungsspitzen durch die Krafteinleitung der Verschraubung in den Flanschlöchern sind ohne Bedeutung, da in der Realität die Krafteinleitung an der Mutter und nicht im Durchgangsloch erfolgt.

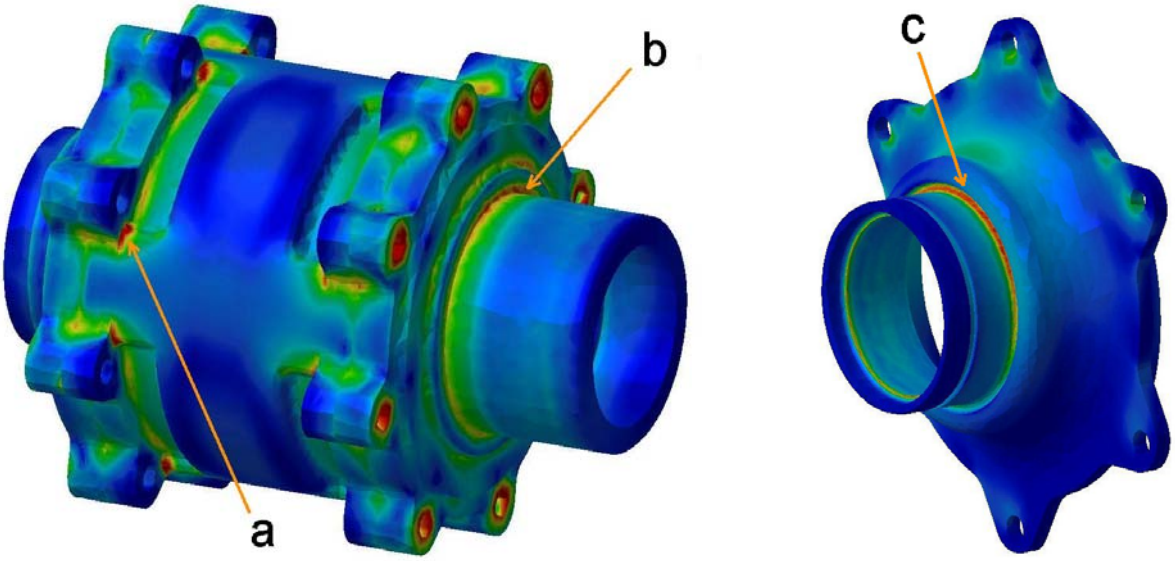

Abb. 11: Von Mises Vergleichspannung an Differentialgehäuse und Kettenradmitnehmer

Um diese drei Problemzonen zu entschärfen werden an der Gehäusekonstruktion folgende Änderungen vorgenommen:

a) Die Verschraubung wird direkt in das Gehäuse integriert. Dadurch fällt der Flansch mit den kritischen Übergängen weg. Zudem verringert sich der Lochkreisdurchmesser und damit als gewünschter Nebeneffekt das rotatorische Massenträgheitsmoment.
b) Die scharfkantige Kerbe am Gehäusedeckel wird mit Radius R4 verrundet.
c) Die Lagerung wird umgebaut auf schwimmende Lagerung mit Anlage des Innenringes am Seegerring. Dadurch kann auf den Lagerfreistich im Mitnehmer verzichtet und ebenfalls mit R4 verrundet werden.

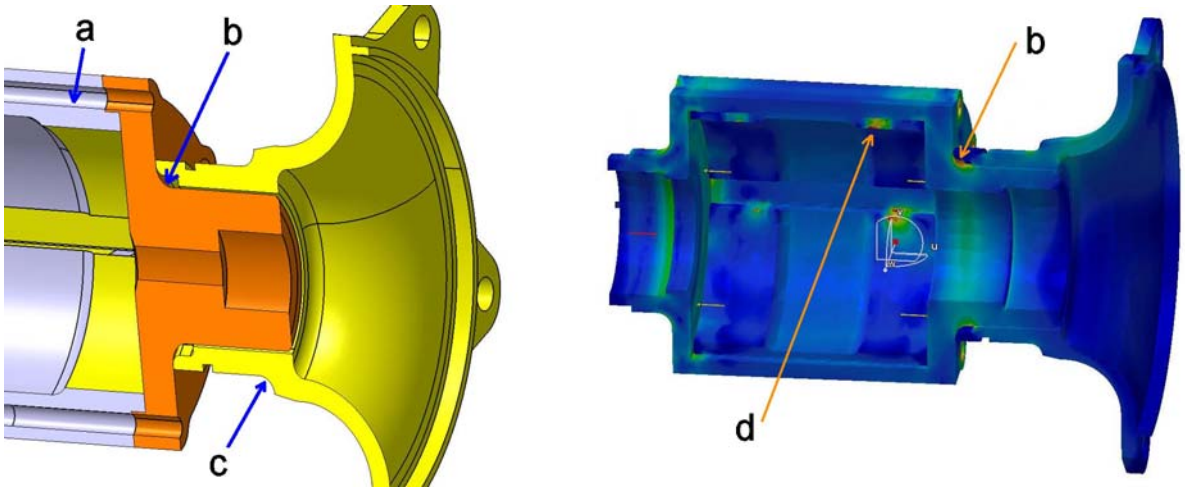

Abb. 12: Modell und Vergleichspannungen nach Mises in der 2. Version

Die Ergebnisse der Simulation am 2. Modell zeigen, dass die kritischen Stellen an den Schraubenflanschen völlig entschärft wurden, jedoch mit $\sigma_v \approx 250$ MPa eine für ENAW 7075 noch immer sehr hohe Belastung am Gehäusedeckel unterhalb des Kettenradmitnehmers auftritt. Die in Abb. 12 erkennbare hohe Kantenpressung am Lamelleneingriff (d) ist ohne Bedeutung, hier entsteht eine Spannungsspitze durch die Lasteinleitung am Modell.

Zur Verbesserung der Situation am Gehäusedeckel wird in einem 3. Entwurf das Modell nochmals mit 2 Maßnahmen abgeändert.

a) Das Differential wird näher zur Abtriebsebene des Motors gerückt. Dadurch verringert sich der Wirkungsabstand von der Krafteinleitung am fliegend gelagerten Kettenrad zur Lagerstelle des Mitnehmers und damit auch die Biegebelastung an der kritischen Stelle des Deckels.
b) Der Innenring der schwimmenden Lagerung wird mit einer Hülse zum Gehäusedeckel statt dem Seegerring distanziert. Dadurch fällt die Nut für den Seegerring weg und es kann darunter am Gehäusedeckel eine Verrundung mit R6 angebracht werden.

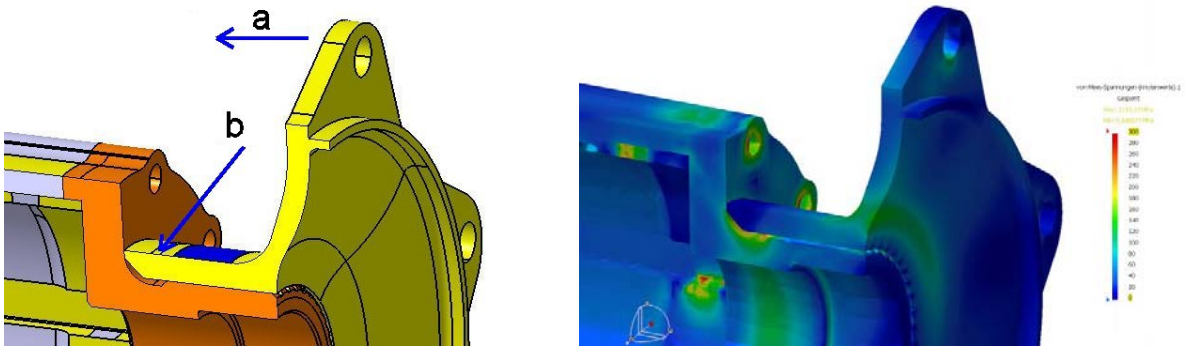

Abb. 13: Modell und Vergleichspannungen nach Mises in der 3.Version

Mit diesen Veränderungen gegenüber dem ursprünglichen Entwurf können die maximalen Vergleichspannungen nach Mises am Gehäuse auf $\sigma_v < 200$ MPa reduziert werden.

Zur Überprüfung der zulässigen Verformungen am neu konstruierten Aluminiumgehäuse wurde eine Vergleichsrechnung mit dem originalen Stahlgehäuse durchgeführt. Wie in Abb. 14 zu sehen ist, wirkt sich die veränderte Deckelflanschverschraubung auch auf die Verformungen positiv aus. Mit dem neuen Gehäuse ist trotz Verwendung von Aluminium eine geringere Gehäuseverformung als mit der ursprünglichen Stahlkonstruktion erzielbar. Der Hauptanteil der Verschiebungen wird durch die axiale Vorspannung des Lamellenpakets verursacht und wirkt demnach in Achsrichtung. Bei den Verschiebungen in der X-Z-Ebene quer zur Achsrichtung (Biegeverformung des Gehäuses) ist in der Simulation kaum ein Unterschied Stahlgehäuse gegen neue Aluminiumkonstruktion feststellbar.

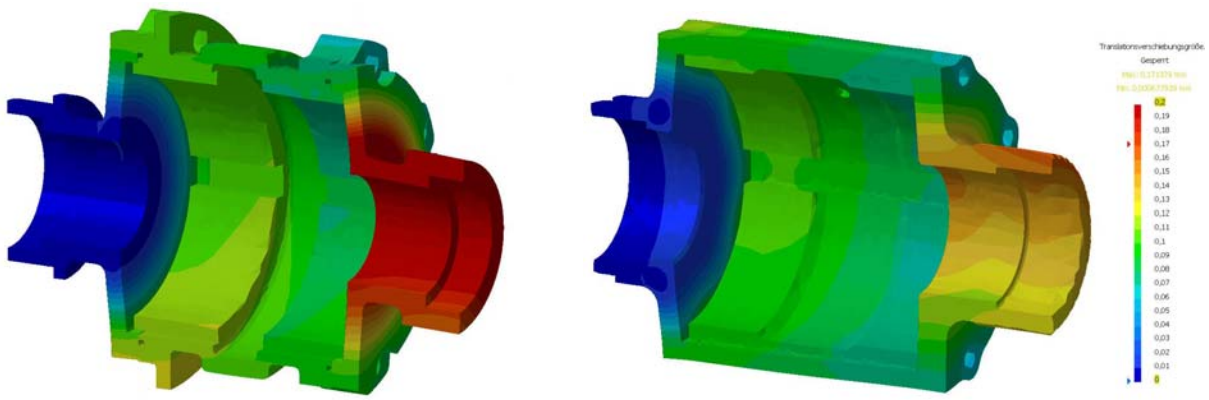

Abb. 14: Verformung am Stahlgehäuse (links) und Aluminiumgehäuse (rechts)

2.6. Ergebnis der Optimierung am Differentialgehäuse

Durch die ausführliche FE – Analyse konnte die Masse des Gehäuses von 2,8 kg auf 824 g reduziert werden. Das Massenträgheitsmoment um die Rotationsachse verringerte sich von 0,0048 auf 0,0012 kgm². Die Gesamtmasse des Differentials mit sämtlichen Innereien liegt nun bei ca. 2,5 kg.

Die durch die Optimierung erreichte Massenreduktion um 70 % (Trägheitsmoment sogar um 75 %) ist für ein einzelnes Bauteil enorm, muss aber auf das Gesamtfahrzeug relativiert werden. Hier bringt der Leichtbau des Differentialgetriebes eine Reduzierung von ca. 1 %. Trotzdem ist es im Rennsport, wie auch in der Formula Student, nötig auch in kleinen Details zu optimieren, um konkurrenzfähig bleiben zu können. Die Ergebnisse sind zudem stark beeinflusst durch die Randbedingungen der Rennserie mit geringen Betriebsstunden und daher keiner Forderung nach Langlebigkeit. In Serienfahrzeugen ist für so eine konsequente Leichtbau – Optimierung die geforderte Lebensdauer und jedenfalls auch der Kostenfaktor zu berücksichtigen.

3. Vom Rechner auf die Straße

Das Rennfahrzeug wird vollständig als virtuelles Produktmodell mit der Software CATIA V5 abgebildet. Das bietet den Vorteil einer vollintegrierten Entwicklungskette vom Entwurf über die Festigkeitsanalyse und kinematische Simulation der Radaufhängung bis zum Erstellen der NC-Programme für die Fertigung. In der Konstruktion erforderliche Änderungen können so unmittelbar am Modell neu analysiert werden. Ebenso kann das Design der Kohlefaserverbundbauteile samt Bestimmung des Lagenaufbaues und Abwicklung der Zuschnittspläne, sowie eine Verzerrungsanalyse (Abb. 16) direkt im System durchgeführt werden.

Abb. 15: Vollständiges virtuelles Produktmodell

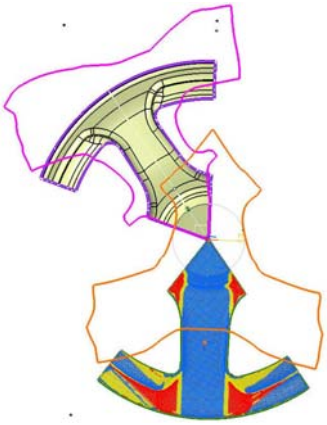

Abb. 16: Abwicklung einer CFK-Felge

Abb. 17: Felgen und Querlenker der Radaufhängung aus Kohlefaserverbundwerkstoff

3.1. Ergebnisse der Saison 2008

Mit dem Erstlingswerk, dem „edge“ konnte das TUW Racing Team bereits beachtliche Erfolge erzielen. Beim Debut in Silverstone verhinderte ein Ausfall beim Endurance – Bewerb einen Spitzenplatz, mit dem 30. Gesamtrang aus einem 80 Teams großen Starterfeld wurde trotzdem noch ein achtbares Ergebnis erreicht. Die Leistung der technischen Entwickler wurde mit dem Sonderpreis für das „best engineered car“ ausgezeichnet.

In Fiorano, Italien konnte ebenfalls trotz eines Ausfalls beim punkteschweren Endurance der hervorragende 11. Gesamtrang erreicht werden.

Beim deutschen Bewerb in Hockenheim gelang dem Team der TU-Wien der sensationelle 4. Gesamtrang und der 2. Platz im Stylevent. Das ist das beste Ergebnis, was bisher ein neues Team in seinem ersten Jahr im Rahmen der Formula Student Bewerbe erreichen konnte.

4. Weitere Informationen

TU-Wien, Inst. für Konstruktionswissenschaften: http://www.ikl.tuwien.ac.at
TUW Racing Team: http://racing.tuwien.ac.at
Formula Student: http://www.formulastudent.de