Goethe-Gymnasium Reichenbach/V.

Germann Space Education Institute e.V.

„Dimensionierung und Konstruktion eines leistungs- und wettbewerbsfähigen Antriebes für ein Moonbuggy“

Thommy Knabe, Goethe Gymnasium Reichenbach/V.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Verzeichnis der Kurz- und Formelzeichen

Formelzeichen	Größe	Einheit
f	Funktion	
v	Geschwindigkeit	m/s
a	Beschleunigung	m/s^2
i	Übersetzung	
s	Weg	m
t	Zeit	s
F	Kraft	$N = kg*m/s^2$
r	Radius	m
R	Kettenrad	

Aufgabenstellung

Die Dimensionierung und Konstruktion eines leistungs- und wettbewerbsfähigen Antriebes für ein Fahrzeug nach den **Anforderung des NASA Moonbuggy-Races**[1], aufgestellt durch das American Institute of Aeronautics and Astronautics[2] (AIAA) und Dr. Frank Six für das Marshall Space Flight Center in Huntsville/Alabama (USA) unter den besonderen Anforderungen eines transatlantischen Flugtransportes.

1. Einleitung

1.1 Eignung der Aufgabenstellung als Thema für eine Besondere Lernleistung gem. §22 der OAVO

Die Dimensionierung und Konstruktion eines leistungs- und wettbewerbsfähigen Antriebes für ein Fahrzeug nach den Anforderungen des NASA Moonbuggy-Races ist ein umfassender Beitrag zu einem internationalen Leistungswettbewerb. Der Gesamtumfang dieser Arbeit mit Beginn der Bewerbung zum NASA Moonbuggy-Projekt am 18.12.2006 bis zur Auswertung der dritten Teilnahme am Wettbewerb im April 2009 entspricht 4 Kurshalbjahren (über 2 Jahre). Sie erfordert die umfassende Aufarbeitung zu Themen der Physik, mit den Schwerpunkten in Kinematik und der Dynamik[3] mit zusätzlichem Praktikum.

Das NASA Moonbuggy-Race fördert als wissenschaftlicher Konstruktionswettbewerb für Schüler und Studenten mit der Berufsorientierung Luft- und Raumfahrtingenieur die Einführung und Vermittlung von wissenschaftlichen Denk- und Arbeitsweisen, deren wissenschaftlichen Methoden, den Erkenntnisgewinn und praktische Rückschlüsse auf Wissenschaftstheorien.

1.2 Teamsituation

Ein Moonbuggyteam setzt sich laut Vorschriften immer aus männlichen und weiblichen Schülern oder Studenten zusammen. Je nach Ausbildungsstand nimmt das Team im Starterfeld der Schulen oder Universitäten teil. Das Team von 2007, mit dem ich zum ersten Mal am Moonbuggy-Race teilnahm, bestand aus zwei Mädchen und zwei Jungen. Alle Teammitglieder waren dem deutschen Luft- und Raumfahrtverein German Space Education Institute untergeordnet. Dieser arbeitet als außerschulische Arbeitsgemeinschaft zur Förderung von Nachwuchs für die Ingenieurwissenschaft. Der Verein hat sowohl ein wissenschaftliches als auch ein wirtschaftliches Mitgliedergremium. Somit erstreckte sich die Arbeit im Team von wissenschaftlichen Denkleistungen bis hin zum praktischen Arbeiten in den unterstützenden Firmen des Vereins. Gearbeitet wurde nach dem Prinzip der Teamarbeit, Integrität, Sicherheit und des Missionserfolgs. Jedes Mitglied arbeitete primär auf seinem Spezialgebiet, musste aber auch in Zeiten des Terminverzugs in der Lage sein, Arbeiten von anderen Teammitgliedern unterstützen zu können. Mein Spezialgebiet erstreckte sich im Jahr 2007 von der Konstruktion verschiedener Teile am Computer bis hin zum Zusammenbau der Baugruppen zum endgültigen Fahrzeug.

Im Team von 2008 nahm ich einen von zwei Plätzen des Teamleiters ein und unterstützte das neue Team mit meinen Erfahrungen. Diese Pädagogische Arbeit erstreckte sich vom Erklären der

[1] http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/rules.html
[2] www.aiaa.org
[3] „Physik. Gymnasiale Oberstufe" DUDEN PAETEC Schulbuchverlag 2006 Seite 56-83

Konstruktion und das Beaufsichtigen der Arbeiten an Baugruppen, über die alleinige Leitung des Teams über mehrere Tage, bis hin zum trainieren der Fahrer auf Fitness und Fahrgefühl.

Mit dem Team von 2009 starten wir nun zum dritten Mal in Folge und beweisen damit Konstanz. Die Teamstruktur besteht zu einem Großteil aus Studenten. Somit bin ich einer der jüngeren Teammitglieder, habe aber durch die beiden Teilnahmen ein gutes Grundwissen, was die Konstruktion und den Bau eines Fahrzeugs betrifft. Dieses müssen sich neue Mitglieder erst aneignen. Mein Spezialgebiet in diesem Jahr ist die Berechnung des Antriebs für das Fahrzeug. Sekundär beteilige ich mich auch an der Konstruktion von verschiedenen Baugruppen.

1.3 Einordnung der Aufgabenstellung

Das Ziel der Berechnung des Antriebes für das Moonbuggy ist eine sichere, konstante und schnelle Fahrt durch den Hindernisparcoure in Huntsville Alabama. Das bestehende Antriebssystem vom Jahre 2007 hat bereits zwei Rennjahre, also 4 Rennen mit wenigen kleinen Beschädigungen überstanden. Doch es besitzt auch Grenzen, denn Podestplatzierungen konnten noch nicht erreicht werden. Das zu erreichen, ist Aufgabe dieser Arbeit um damit eine Möglichkeit zu schaffen eine bewährte Konstruktion im 40. Jahr der Mondlandung zum Erfolg zu führen. Ohne einen soliden und dynamischen Antrieb ist eine erstklassige Rahmenkonstruktion nutzlos, da beides gemeinsam den harten Anforderungen einer schweren Offroadstrecke standhalten muss. Der Erfolg dieser Berechnung und Konstruktion wirkt sich also direkt auf das Rennergebnis aus.

2. Einführung in verschiedene Getriebearten

2.1 Kettengetriebe

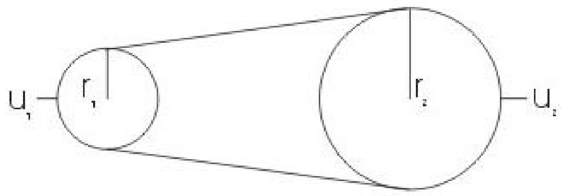


Abbildung 1 vereinfachte Darstellung des Kettengetriebe

Kettengetriebe sind eine Art von Getrieben, bei denen Drehkräfte über eine Kette übertragen werden. Sie sind auch bekannt als Zugmittelgetriebe[4]. Diese arbeiten formschlüssig, dass heißt dass die Zähne der Kettenräder in die Kette greifen und damit eine Verbindung bilden. Durch das Dimensionieren der Ketteräder zueinander kann man bestimmte Übersetzungsverhältnisse festlegen. Eine Übersetzung bezeichnet eine Vorrichtung, die den Wert einen physikalischen Größe in einen anderen Wert derselben Größe übersetzt. Dabei stehen beide Werte in einem konstruktiv festgelegten Verhältnis[5]. Das Verhältnis wird aus dem Umfang des antreibenden Kettenrades dividiert durch den Umfang des angetriebenen, dem so genannten abtreibenden Kettenrades gebildet. Da die Abstände zwischen den Zähnen bei allen Kettenrädern gleich sind, kann man das Verhältnis auch durch den Quotienten der Anzahl der Zähne an den Kettenrädern bilden, wie folgendes Beispiel beweist.

Gegeben:
r_1 = 0,15 m
r_2 = 0,1 m
Abstand der Zähne a = 0,013 m
Umfang des Rades u_r = 1,89 m
Gesucht:
Anzahl der Zähne, Übersetzung i

$$i = \frac{\text{Umfang Kettenrad 1}}{\text{Umfang Kettenrad 2}} \Rightarrow i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r1}{2 \cdot \pi \cdot r2} \Rightarrow i = \frac{r1}{r2} \Rightarrow i = \frac{0,15}{0,1} \quad i = 1,5$$

In diesem Fall ist die Übersetzung i 1:1,5. Das bedeutet, wenn das Kettenrad 1 eine Umdrehung macht, dreht sich das Kettenrad 2 1,5-Mal. Nun berechne ich die Umfänge der beiden Kettenräder und daraus die Anzahl der Zähne.

$$u1 = 2 \cdot \pi \cdot r1 = 0,942 \text{ m} \quad u2 = 2 \cdot \pi \cdot r2 = 0,628 \text{ m}$$

$$\frac{u1}{2a} \cong 36 \quad \frac{u2}{2a} \cong 24$$

$$i = \frac{\text{Zähne Kettenrad 1}}{\text{Zähne Kettenrad 2}} = \frac{36}{24} = 1,5$$

Aus diesem Beispiel kann man Ablesen, dass die Zähne des Kettenrades proportional zum Umfang sind. Außerdem lässt sich aus dem Übersetzungsverhältnis ebenfalls der zurückgelegte Weg bei einer Umdrehung ermitteln.

$$s = N \cdot ur = 1,5 \cdot 1,89 = 2,835 \text{ m}$$

4 http://de.wikipedia.org/wiki/Kettenantrieb
5 http://de.wikipedia.org/wiki/%C3%9Cbersetzung_(Technik)

2.2 Rädergetriebe

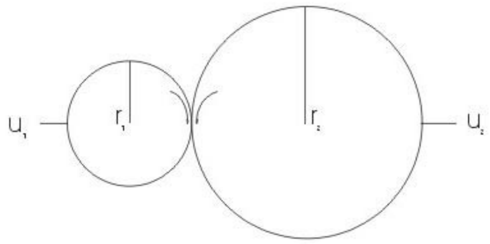


Abbildung 2 vereinfachte Darstellung des Rädergetriebe

Rädergetriebe sind eine Art von Getrieben, die mit zwei oder mehr Rädern zur Kraftübertragung durch Kraftschluss Mithilfe von Reibrädern (Reibradgetriebe) oder Formschluss Mithilfe von Zahnrädern (Zahnradgetriebe) verwendet werden. Die Drehmomentwandlung oder Übersetzung wird wie beim Kettengetriebe durch die unterschiedlichen Durchmesser der Räder erreicht[6]. Zur Berechnung der Übersetzungsverhältnisse gelten die gleichen Gesetze, wie bei den Kettengetrieben. (siehe 2.1) Der Unterschied zu Kettengetrieben ist die sofortige formschlüssige Kraftübertragung von Rad zu Rad. Durch diese Art der Übertragung können größere Kräfte, als beim Kettengetriebe übertragen werden. Da die beiden Räder einen Formschluss bilden, lässt sich ein weiterer Unterschied, nämlich die Drehrichtung der beiden zueinander Räder ableiten. Während die Räder sich bei Kettengetrieben in die gleiche Richtung drehen, ist die Drehrichtung bei Rädergetrieben gegensätzlich.

2.3 Planetengetriebe

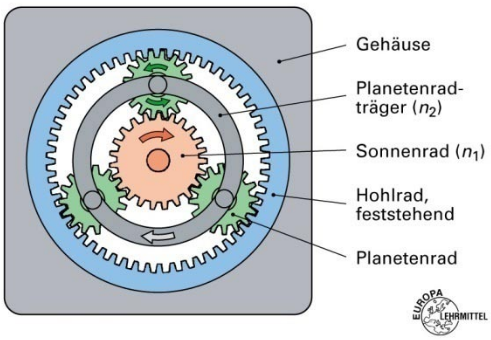


Abbildung 3 Darstellung des Planetengetriebes

Planetengetriebe sind eine spezielle Art von Getrieben, die aus einem Sonnenrad, Planetenrädern und einem Hohlrad bestehen. Dabei ist das Sonnenrad zentral gelagert und meistens das Antriebsrad. Um das Sonnenrad laufen wie im Sonnensystem die Planetenräder, die auf dem Planetenradträger (Steg) befestigt sind. Um die Planetenräder verläuft das Hohlrad. Somit gibt es in dieser Getriebeart drei koaxial angeordnete Achsen, von denen eine oder mehrere angetrieben werden können, während die anderen den Abtrieb bilden. Vorteil dieses Prinzips ist die kompakte Bauweise, der nichtvorhandene Achsversatz zwischen An- und Abtrieb und die Eignung für kleine bzw. große Drehmomente. Im Getriebe kommt es zwei Mal zu einer Drehrichtungsumkehr der Zahnräder. Während sich das Sonnenrad und das Hohlrad in dieselbe Richtung drehen, laufen die Planetenräder entgegengesetzt. Die Grundlagen der Übersetzungsberechnung aus 2.1 sind auch hier anwendbar. Als charakteristische Übersetzung besitzt das Planetengetriebe noch die Standübersetzung i_{12}. Sie gibt das Übersetzungsverhältnis der Hohlradwelle zur Sonnenradwelle, bei festgehaltenem Steg an. Mathematisch lässt sich der Zusammenhang zwischen den Drehzahlen n von Sonnen-, Steg- und Hohlradwelle und der Standübersetzung i_{12} folgender Maßen ausdrücken.

$$i_{12} = \frac{n_{\text{Sonnenrad}} - n_{\text{Steg}}}{n_{\text{Hohlrad}} - n_{\text{Steg}}} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s}$$ [7]

3. Grundlegendes zum Moonbuggy

[6] http://lexikon.meyers.de/wissen/R%C3%A4dergetriebe+(Sachartikel)
[7] http://de.wikipedia.org/wiki/Planetengetriebe

3.1 Getriebearten am Moonbuggy

Am Moonbuggy werden alle drei erläuterten Getriebearten verwendet. Es gibt vier Kettengetriebe, mit zwei unterschiedlichen Festübersetzungen und vier Planetengetriebe in Form von Nabenschaltungen bzw. Tretlagergetrieben. Die Erklärung des Zahnradgetriebes in 2.2 bildet die Grundlage zum Verständnis des Planetengetriebes. Zahnradgetriebe kommen also nur als Bestandteile der Planetengetriebe vor. Die Anordnung der verschiedenen Getriebearten zeigt die folgende Skizze.

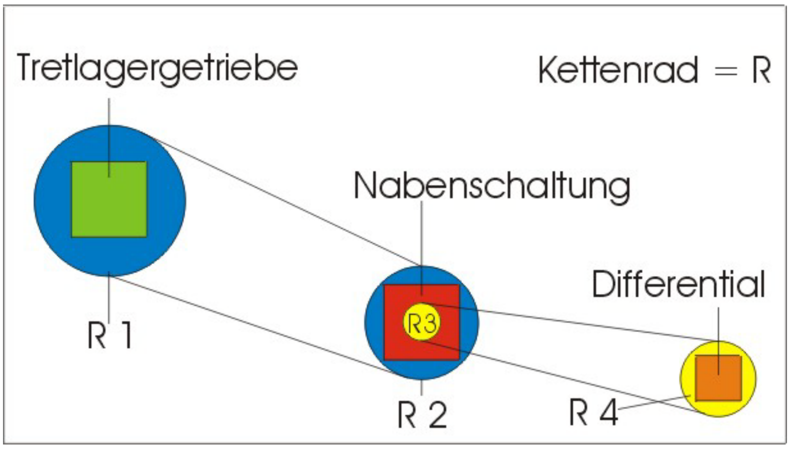


Abbildung 4 vereinfachte Darstellung des Kraftflusses

Aus dieser Anordnung lege ich nun folgende Bezeichnungen der Getriebe fest.
Getriebe 1: Planetengetriebe (Tretlagergetriebe) der Marke Schlumpf Innovations (seit 2008) (Grün)
Getriebe 2: Kettengetriebe R1 zu R2 (Blau)
Getriebe 3: Planetengetriebe (Nabenschaltung) der Marke Shimano (2007/08) und Rohloff (2009) (Rot)
Getriebe 4: Kettengetriebe R3 zu R4 (Gelb)
Getriebe 5: Differentialgetriebe (2009) (Orange)
Diese Begriffe werden fortlaufend im Text verwendet.

3.2 Wichtige Begriffe

Ganymed 1	- Moonbuggy aus dem Jahr 2007, benannt nach dem größten Jupitermond
Ganymed 1b	- Moonbuggy aus dem Jahr 2008
Ganymed 2	- Moonbuggy aus dem Jahr 2009
Kraftfluss	- Alle Elemente die zur Übertragung von Kraft dienen
Antrieb	- Gesamtheit aller Bauteile, die zum Vortrieb dienen

4. Bestandsaufnahme für die Verbesserung des bestehenden Antriebs

4.1 Der Antrieb von Ganymed 1 und 1b

Um die richtige Übersetzung des Fahrzeugantriebes zu gewährleisten, befassten wir uns mit der Rennstrecke. Diese hat eine Länge von 1126 Meter. Der Rekord im Jahr 2006 liegt bei 3:50 Minuten (also 230 Sekunden). Wir ermittelten die Durchschnittsgeschwindigkeit der Rekordfahrt.

Kurslänge: 0.7 Meilen = 1.126 km = 1126 m[8]

(Umrechnung: 1 Meile = 1,609344 Kilometer)

Bestzeit: 230 s

1126 Meter : 230 Sekunden = 4,89 m/s

4,89 m/s x 3,6 = 17,62 km/h

Also muss eine Durchschnittsgeschwindigkeit von 17,62 km/h erreicht werden:

Als Ergebnis von Tests am Fahrradtrainer erhielten wir eine optimale Tretfrequenz von 1 U/s als Frequenz, um mit normalem Krafteinsatz zu fahren. Also sollten etwa 230 Tretbewegungen (230 s : 1/s) als volle Umdrehungen der Pedalen auf der Rennstrecke umgesetzt werden.

1126 Meter : 230 Tritte = 4,89 Meter pro Umdrehung der Tretwelle (Pedal)

Also entsprechen 1 Tritt (volle Umdrehung des Pedales) = 4,89 Meter Fahrstrecke.

Nun berechneten wir die mittlere Gesamtübersetzung zwischen Antriebswelle und Antriebsrad. Dazu haben wir den Umfang des Rades gemessen.

Größe: 24 Zoll

Umfang: 1.89 m (mit aufgepumpten Reifen gemessen)

4,89 Meter pro Umdrehung : 1,89 Meter Radumfang = 2,59 Umdrehungen

Somit muss sich das Antriebsrad 2,59 Mal schneller drehen, als die Antriebswelle (Pedal).

Das mittlere Gesamtübersetzungsverhältnis entspricht also ca. 1:2,6.

Nun suchten wir ein passendes Planetengetriebe aus. Wir entschieden uns für ein 4-Gang Nexus Planetengetriebe der Marke Shimano (Getriebe 3). Die Übersetzungsverhältnisse fanden wir im Internet[9]:

1. Gang 1:1

2. Gang 1:1,244

3. Gang 1:1,5

[8] Streckenangaben des MSFC aus dem Internet http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/course.html
[9] http://sheldonbrown.com/seven_speed.html (Mitte der Seite Shimano Nexus 4-speed hub)

is von 1:2,6 auf den 3. Gang
Wahl verschiedener

n, hier wird viel

neten Vorgabe
u zählten wir

Größen der Kettenräder
stellten acht Drehzahl-
nzfeld bewegten, aus.

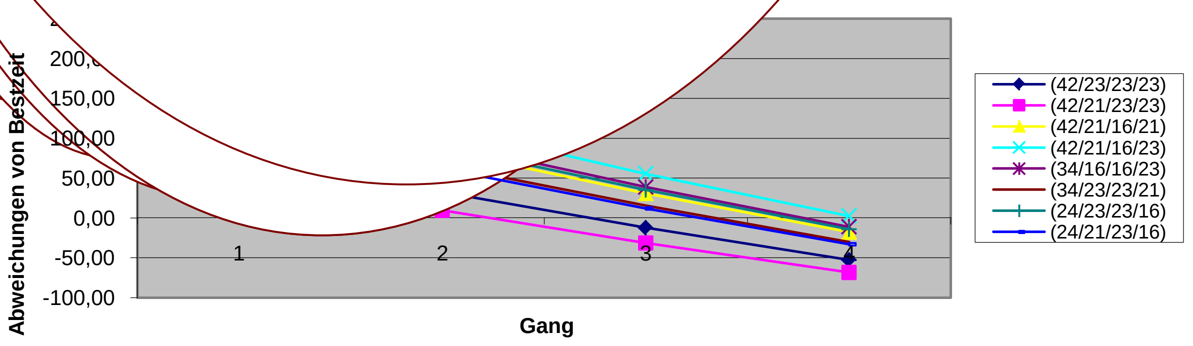


Abbildung 5 Diagramm mit verschiedenen Drehzahlverhältnissen

Wir entschieden uns für die dunkelblaue Linie (siehe Legende oben, 1. Zeile). Also wendeten wir im Kraftfluss folgende Kettenräder an: 42/23/23/23 Zähne. Die Kompensation des geforderten mittleren Gesamtübersetzungsverhältnisses von 1:2,59 gegenüber dem Getriebe 3 mit 1:1,5 wurde durch das Drehzahlverhältnis des Getriebes 2 (ersten beiden Kettenräder) verwirklicht. Diese Kettenräder haben 42/23 Zähne, also ein Übersetzungsverhältnis von 1:1,826. Dies ergibt zusammen mit dem Getriebe 3 ein folgendes multipliziertes Übersetzungsverhältnis:

$$1{,}826 \times 1{,}5 = 2.739$$

1:2,739 entspricht in etwa dem von uns errechneten mittleren Gesamtübersetzungsverhältnis von 1:2,59.

Wir beschlossen zusätzlich zwei weitere Kettenräder im Kraftfluss direkt am Getriebe 3 als Schaltgelege vorzusehen, um Überraschungen während der Optimierungsphase vorzubeugen. Diese Kettenräder werden als passive Bauelemente ohne aktive Gangschaltung vorgesehen. Ein Umbau soll mit wenigen Handgriffen im Stehen aber nicht während des Fahrens durch zusätzliche Mechanik erfolgen.

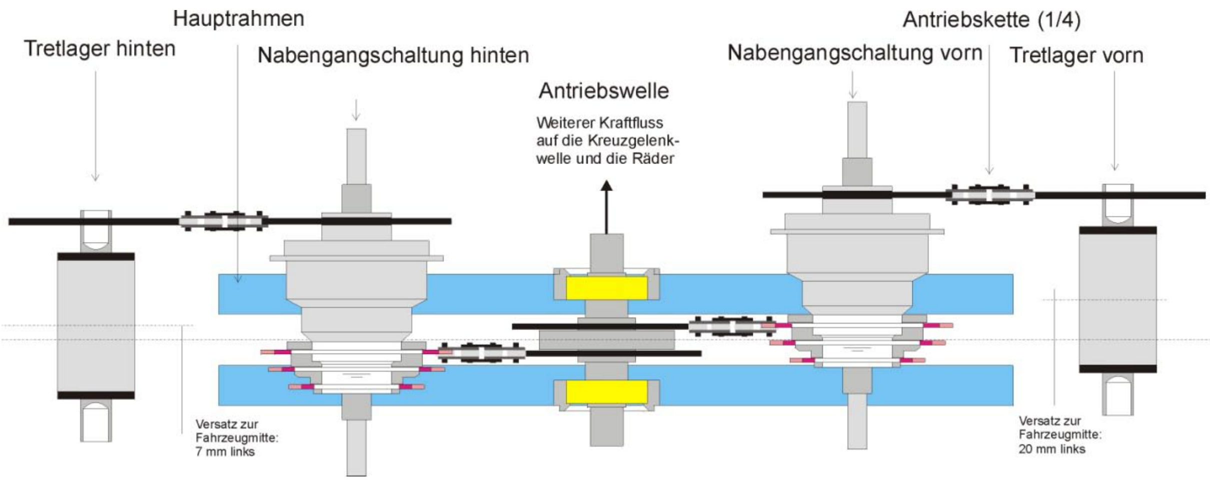


Abbildung 6 Der errechnete Antrieb und seine technischen Elemente. Rot ist die passive Gangschaltung.

4.2 Rechnerische Auswertung der Grenzen des Antriebes von Ganymed 1

Ermittlung der maximalen Drehzahl am Ganymed 1

Um die maximale Drehzahl zu ermitteln, nehme ich von der Kettenschaltung vor dem Getriebe 3 den höchsten Gang (R1 42 Zähne) mit einem Übersetzungsverhältnis R1 zu R2 von 1:1,826 und den höchsten Gang am Getriebe 3 mit einem Verhältnis von 1:1,843. Diese beiden Übersetzungen werden miteinander multipliziert und anschließend noch mit dem Verhältnis des Getriebes 4 (R3 zu R4 21/23) vervielfacht.

Ganymed 1 Maximaldrehzahl

	Pedalumdrehung	R1	R2	Getriebe-E
vor Getriebe	1	42	23	1,82608696
	1	34	23	1,47826087
	1	24	23	1,04347826

	Gang	Ein	Aus	Getriebe-A
Getriebe	1	1,826	1	1,82608696
	2	1,826	1,344	2,45426087
	3	1,826	1,5	2,73913043
	4	1,826	1,843	3,36547826

nach	Getriebe-A	R3	R4	Vorderachse
Getriebe	3,365478261	21	23	3,07282798

Die maximale Übersetzung von Antriebswelle (Tretlager) zu Abtriebswelle (Rad) bei einer Pedalumdrehung beträgt **3,07 Umdrehungen.**

Ermittlung der minimalen Drehzahl am Ganymed 1

Der nächste Schritt ist die Berechnung der minimalsten Drehzahl. Dafür wähle ich am Zahnkranz vor dem Getriebe das Kettenrad 1 mit 24 Zähnen und einer Übersetzung des Getriebes 2 von 1:1,04. Dieses multipliziere ich nun mit dem Verhältnis des niedrigsten Ganges am Getriebe 3 (1:1). Da dieser Gang aber eine eins zu eins Übersetzung hat, bleibt das Ergebnis von 1:1,04 gleich. Dieses multipliziere ich nun noch mit dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes 4 von 21/23 und erhalte als Ergebnis 0,95 Umdrehung, bei einer Eingangsumdrehung als minimalste Untersetzung.

Ganymed 1 Minimaldrehzahl

	Pedalumdrehung	R1	R2	Getriebe-E
Vor	1	42	23	1,82608696
Getriebe	1	34	23	1,47826087
	1	24	23	1,04347826

	Gang	Ein	Aus	Getriebe-A
	1	1,043	1	1,04347826
Getriebe	2	1,043	1,344	1,40243478
	3	1,043	1,5	1,56521739
	4	1,043	1,843	1,92313043
			mittel	1,48382609

Nach	Getriebe-A	R3	R4	Vorderachse
Getriebe	1,043478261	21	23	0,95274102

Die minimalste Übersetzung von Antriebswelle zu Abtriebswelle bei einer Pedalumdrehung sind **0,95 Umdrehungen.**

Fazit

Ganymed 1 und 1b decken einen Drehzahlbereich von 0,95 bis 3,07 ab. Jedoch ist das Wählen des passenden Ganges aufgrund der zwei zu bedienenden Getrieben recht aufwendig. In der Optimierungsphase von 2007 wurde auf Grund des zu klein berechneten Toleranzfeldes ein zweites Getriebe für jeden Fahrer montiert. Man muss mehrfach zwischen den Gängen wählen. Deshalb fertige ich ein Diagramm mit der kompletten Veranschaulichung aller Übersetzungen und Gänge an. Hierzu nutze ich die oben aufgestellten Tabellen und übertrage sie für jede mögliche Übersetzung.

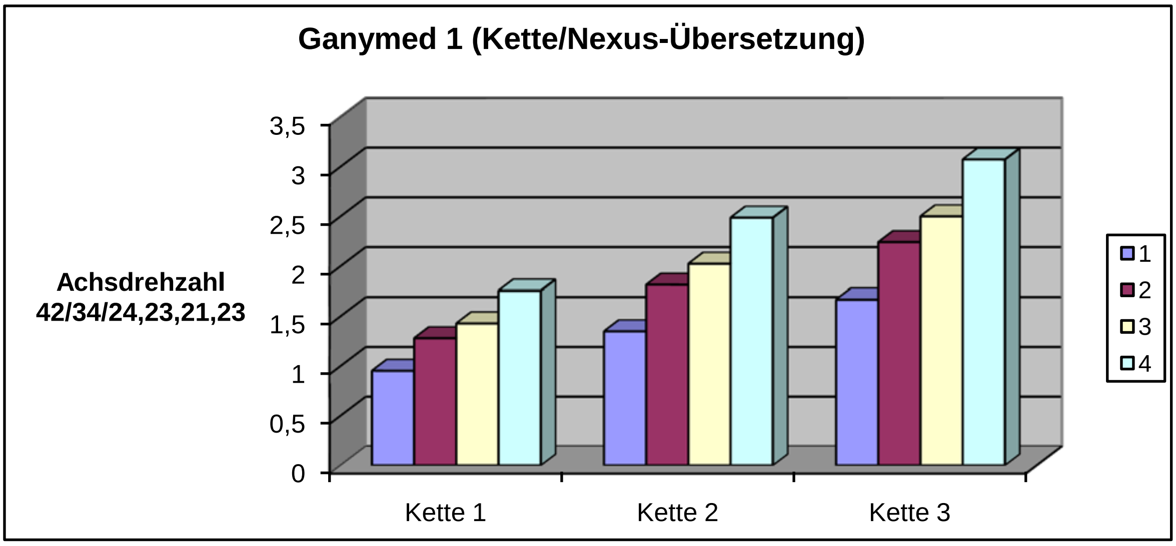


Abbildung 7 Diagramm für alle Übersetzungsverhältnisse am Ganymed 1 und 1b

4.3 Verbesserungsmöglichkeiten

Die Berechnung des Antriebs für Ganymed 1 und 1b hat den Praxistest bestanden. Die errechnete Konstruktion hat mit leichten Modifizierungen erfolgreich am Moonbuggy-Race 2007 und 2008 teilgenommen. In der Gesamtwertung wurde 2007 der 10. Platz und 2008 der 5. Platz von rund 60 Teams erreicht. Doch der große Erfolg unter den Topplatzierungen blieb aus. Nun ist die Frage, welche Fehler man beheben muss, damit im dritten Anlauf das Team Germany noch erfolgreicher teilnehmen kann.

Aus Gesprächen mit unseren Fahrern der beiden Jahre und eigenen Testläufen mit dem Moonbuggy ergeben sich folgende Eigenschaften der Antriebssektion:

- Die Antriebseinheit des Fahrzeugs ist nicht dynamisch genug, um in den kurzen Beschleunigungsstrecken zwischen den Hindernissen (etwa 60 m) den mit den Fahrergewichten rund 250 kg schweren Buggy wieder auf genügend Geschwindigkeit zu beschleunigen, um das nächste Hindernis ohne Probleme und größere Anstrengung zu überqueren.

- Es gibt zu wenig Untersetzung, um beim stecken bleiben in den Schotterhindernissen wieder anzufahren.

- Der Buggy erreicht mit genügend Beschleunigungstrecke eine Geschwindigkeit von 50 km/h.

- Durch ein fehlendes Differenzial an der Vorderachse kann nur ein Kreuzgelenk verwendet werden, um die Tretkraft an die antreibenden Räder weiterzuleiten. Somit wird nur ein Rad angetrieben.

- Durch Zeitmangel in der Konstruktionsphase ist die Lenkung als Notlösung entstanden. Das Prinzip hat sich zwar durch zwei erfolgreich gefahrene Rennen als bewährt erwiesen, aber es sind noch kleine Mängel vorhanden. Die Lenkung geht durch ein fehlendes Differentialgetriebe bei niedrigen Geschwindigkeiten recht schwer, ist aber bei hohem Tempo zu empfindlich.

Für das Problem des Antriebs gab es im Jahr 2008 bereits einen Lösungsansatz. Zum Moonbuggy-Race 2007 wurde vor das Hauptgetriebe eine Kettenschaltung mit 3 Gängen montiert. Im 2. Lauf des Rennens wurde der vordere Kettenspanner bei einem Hindernis zerstört. Folglich konnte nur noch der hintere Fahrer antreiben. Die Lösung für dieses Problem sah vor, ein Tretlagerplanetengetriebe der Firma Schlumpf Innovations (Getriebe 1) zu benutzen. Wir entschieden uns für ein Übersetzungsgetriebe, mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:1 und 1:2,5. In der Praxis stellt sich aber heraus, dass die Gänge bei der 1:2,5 Übersetzung zu hoch dimensioniert und damit im Gelände unbrauchbar waren. Die Erkenntnis daraus ist, dass das Prinzip des Getriebes 1 richtig ist, die Wahl der Übersetzung aber falsch war. Durch die Auswertung der oben genannten Test- und Befragungsergebnisse und gründlichen Recherchen im Internet nach neuen Antriebsteilen am Fahrrad komme ich zu nachfolgenden Lösungsansätzen:

1. Mehr Dynamik, durch mehr Gänge und dadurch mehr Über- und Untersetzungsverhältnisse.

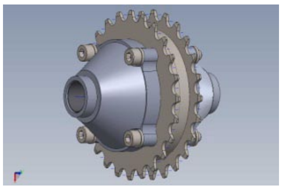
2. Mehr Dynamik, durch geringeres Gewicht.

3. Mehr Untersetzung, durch zusätzliches Untersetzungsgetriebe.

4. Bessere Traktion und Fahreigenschaften, durch Einbau eines Differentials an der Vorderachse

4.4 Materielle Umsetzung

- Einbau eines Differentials



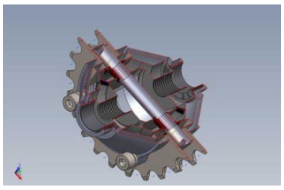


Abbildung 8 selbstkonstruiertes Differential

Da in Kurven das kurvenäußere Rad einen längeren Weg zurücklegen muss, als das kurveninnere, werden im Fahrzeugbau Differentialgetriebe verwendet. Dieses mechanische Bauteil erlaubt, dass sich das kurvenäußere Rad, welches sich durch den längeren Weg schneller drehen muss, aus dem Antrieb ausklinkt und frei durch die Kurve fahren kann. Wenn die Kurve durchfahren ist, laufen beide Räder wieder mit gleicher Geschwindigkeit und die Antriebskraft verteilt sich gleichmäßig. Da 2007 durch den kurzen Konstruktionszeitraum von 6 Wochen keine Zeit blieb ein passendes Differential zu besorgen, versuchten wir am Anfang der Testphase mit einer „starren" Achse zu fahren. Dabei wurde eines der beiden Kreuzgelenke, welche die Antriebskraft an die Räder weiterleitet, zerstört. Folglich fuhren wir das Rennen mit nur einen angetriebenen Rad. Beim Bau des Ganymed 1b versuchten wir im darauffolgenden Jahr das Problem durch zwei gegenläufige Leerläufe zu lösen. Leider war diese Konstruktion unterdimensioniert und wurde durch die hohen Antriebskräfte zerstört.

In diesem Jahr versuchen wir unser eigenes Differential zu konstruieren, da Fertigteile nur über- bzw. unterdimensioniert im Handel zu finden sind.

- Neues Planetengetriebe:

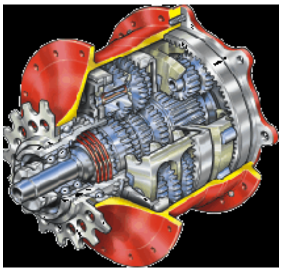


Abbildung 9 Rohloff Speedhub 500/14

Das Rohloff SPEEDHUB 500/14 garantiert hohe Zuverlässigkeit, optimale Gangsprünge und breite Gesamtübersetzung. Hinzu kommt ein niedriges Gewicht und hoher Wirkungsgrad, der es für den Moonbuggyantrieb so interessant werden lässt. Die gleichmäßige Gangabstufung der 14 Gänge von 13,6% ermöglicht es dem Fahrer, immer in seinem Leistungsoptimum zu fahren. Ein weites Gesamtübersetzungsspektrum hält auch in extremen Situationen den richtigen Gang bereit.

- Untersetzungsgetriebe im Tretlager:

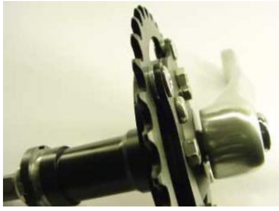


Abbildung 10 Mountain-Drive von Schlumpf Innovations

Mit dem Mountain-drive[10] der Firma Schlumpf Innovations ist es möglich die vorhandenen Gänge so zu verkleinern, dass man eine sehr große Untersetzung hat und damit steilste Hindernisse überqueren kann. In der Regel erhält man so eine echte Verdoppelung der Anzahl Gänge, ohne dass sich Gänge überschneiden, wie dies bekanntlich bei Kettenschaltungen der Fall ist.

Durch diese hauptsächlichen Veränderungen sollen die unter 2.2 geschilderten Probleme behoben werden und somit ein konkurrenzfähiger Antrieb entstehen.

[10] http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (Funktion)

4.5 Aufbau des neuen Antriebs

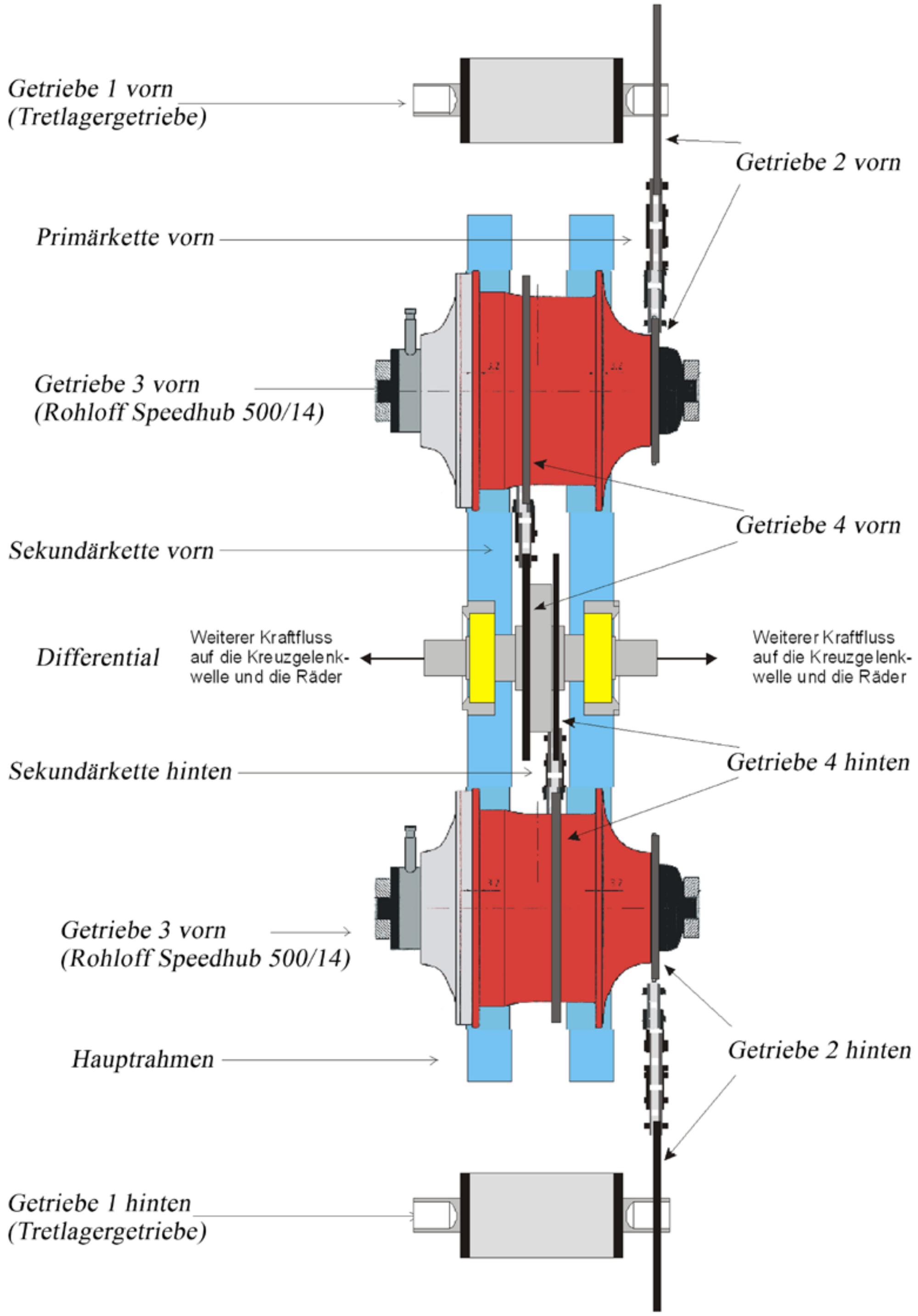


Abbildung 11 Der Aufbau des Antriebs

Die Abbildung veranschaulicht den geplanten Aufbau der verschiedenen Getriebeteile. In der Skizze sind alle Getriebe gekennzeichnet. Die Getriebe 1 werden im jeweiligen Tretlager vorn und hinten angebracht. Das Differenzial kommt an die Stelle der hier vereinfacht dargestellten Antriebswelle in der Mitte. Die Tretkraft geht als erstes durch das Getriebe 1, läuft dann über das Kettengetriebe 2 zum Getriebe 3 und wird schließlich von dort über das Getriebe 4 und 5 auf die Kreuzgelenke zu den Rädern geleitet.

5. Berechnung des neuen Antriebs von Ganymed 2

5.1 Feststehende Parameter

Länge der Strecke: 0.7 Meilen = 1.126 km = 1126 m
Bestzeit aus dem Jahr 2008: 3:15 Minuten = 195 Sekunden
Toleranzbereich des Ganymed 1: 0,95-3,07
Untersetzung des Tretlagergetriebes: 1:0,4[11]
Übersetzungswerte des Rohloffgetriebes[12]: 1:0,279, 1:0,316, 1:0,36, 1:0,409, 1:0,464, 1:0,528, 1:0,6, 1:0,682, 1:0,774, 1:0,881, 1:1, 1:1,135, 1:1,292, 1:1,467

5.2 Berechnung der Übersetzungsverhältnisse am Ganymed 2

Durch die vorherigen Erläuterungen in 4.2 weiß ich in welchem Toleranzbereich sich die Übersetzungen auch beim Ganymed 2 bewegen müssen. Jedoch ist durch die Verbesserung der Bestzeit im Jahr 2008 eine schnellere Durchschnittsgeschwindigkeit und damit auch eine höhere Durchschnittsübersetzung nötig, um erfolgreiche Zeiten zu fahren. Also sollte der Toleranzbereich des Getriebes 3 (Rohloff) mit dem Untersetzungsgetriebe 1 größer sein als bei Ganymed 1, um diese bessere Zeit von 2008 zu erreichen.
Um den bestmöglichen Toleranzbereich zu finden, errechne ich aus der besten Rundenzeit von 2008 und der Streckenlänge die Durchschnittsgeschwindigkeit, die als Referenzmarke gilt.

Kurslänge: 0.7 Meilen = 1.126 km = 1126 m[13]

(Umrechnung: 1 Meile = 1,609344 Kilometer)

Bestzeit: 195 s

1126 Meter : 195 Sekunden = 5,774 m/s

5,774 m/s x 3,6 = 20,788 km/h

Es ist also eine konstante Geschwindigkeit von 20,788 km/h nötig um eine Rundenzeit von 3:15 Minuten zu erreichen.
Aus den Vorjahren hat sich die Annahme bewährt, dass 1 Tritt pro Sekunde die beste Tretfrequenz ist, um eine bestmögliche Effizienz zwischen Kraftaufwand und Geschwindigkeit zu erreichen. Ein Tritt stellt dabei eine Umdrehung des Tretlagers dar. Das Experiment zu dieser Erkenntnis wurde 2007 von allen Teammitgliedern im Fitnessstudio am Fahrradtrainer absolviert.

1126 Meter : 195 Tritte = 5,774 m/ Umdrehung der Tretwelle (Pedal)

Eine Übersetzung von 5,774 m pro Umdrehung des Tretlagers entspricht in etwa dem 16. Gang einer 24 Gangschaltung mit einem 26 Zoll Rad.[14]

[11] http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (techn. Daten)
[12] http://www.rohloff.de/de/produkte/speedhub/uebersetzungen/index.html
[13] Streckenangaben des MSFC aus dem Internet http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/course.html
[14] http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (Mountain-Drive/Funktion/siehe ganz unten)

Nun berechne ich die Drehzahl des Antriebsrades. Dazu messe ich dessen Umfang.

Größe: 24 Zoll
Umfang: 1.89 m (mit aufgepumpten Reifen gemessen)
5,774 Meter pro Umdrehung : 1,89 Meter Radumfang = 3,055 Umdrehungen

Somit muss sich das Antriebsrad 3,055 Mal schneller drehen, als die Tretwelle (Pedal). Das Übersetzungsverhältnis für die Bestzeit entspricht also 1:3,055.

Nun muss ich festlegen, welcher Gang des Getriebes 3 mit diesem Verhältnis belegt sein soll. Der beste Gang meiner Meinung nach, wäre der 13. Gang, da noch ein Gang für schnelleres Fahren existiert und es mit 12 weiteren Gängen nach unten genug Spielraum zum schnellen krafteffizienten Beschleunigen gibt. Das würde ein Übersetzungsverhältnis des Getriebes 2 von 38 zu 16 Zähnen oder 1:2,375 bedeuten.

$$i = \frac{\text{Zähne Kettenrad 1}}{\text{Zähne Kettenrad 2}} \cdot i\,(13.\text{Gang})$$

$$3{,}055 = x \cdot 1{,}292$$

$$x = \frac{3{,}055}{1{,}292} = 2{,}365$$

Das angenommene und das errechnete Verhältnis weichen leicht voneinander ab, da es nur Kettenräder mit ganzen Zähnen gibt.
Der Hauptgrund dafür, dass ich die Durchschnittsübersetzung auf den 13. Gang und nicht in die Mitte der Getriebeübersetzung, also auf den Gang 6 oder 7 lege ist folgender:
Die Geschwindigkeitskurve des Moonbuggys auf dem Kurs ist ein stetiges Beschleunigen oder Verzögern, da man beim Auffahren auf die bis zu 40 cm hohen Hindernisse nahezu die gesamte kinetische Energie verliert. Die Durchschnittsgeschwindigkeit ist also ein Mittel aus den Beschleunigungs- und Verzögerungsteilen der Kurve. Daraus kann man sich die Regel ableiten, dass die Durchschnittsgeschwindigkeit nur durch Beschleunigen auf eine höhere Geschwindigkeit als die bereits errechnete (20,778 km/h) und durch sehr spätes oder überhaupt kein Verzögern vor den Hindernissen erreicht werden kann.

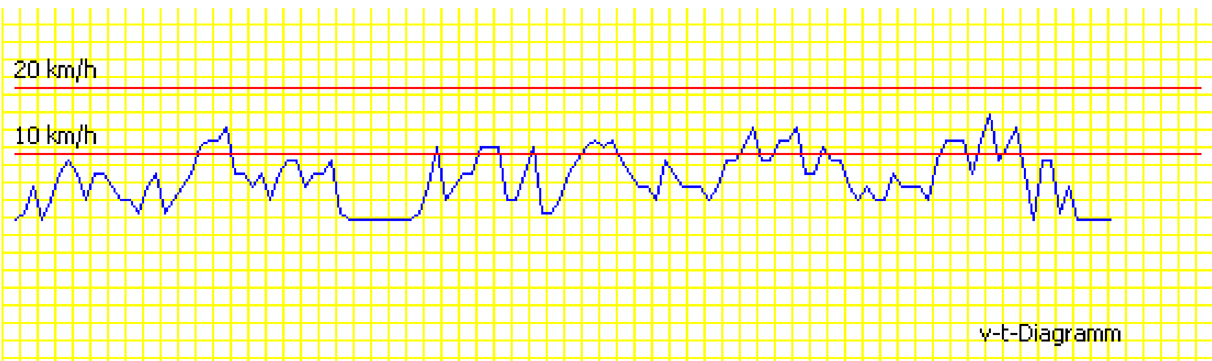


Abbildung 12 v-t Diagramm des zweiten Rennlaufs im Jahr 2008

Dieses v-t Diagramm, welches mit Hilfe von Messwerten der Telemetrie vom Moonbuggy-Race 2008 gezeichnet wurde, zeigt eindeutig das bereits erwähnte ständige Beschleunigen und Verzögern. In diesem Rennen wurde eine Zeit von 6,15 Minuten und eine Durchschnittsgeschwindigkeit von (6,67 km/h = 1,85 m/s) erreicht. Im Diagramm als Minima zu erkennen, sind die Fahrten über die Hindernisse. Das Mittel aus diesen Minima ist etwa 1 m/s. Ich möchte nun im folgenden Abschnitt die Höchstgeschwindigkeit errechnen, auf die man zwischen den Hindernissen beschleunigen muss um die oben geforderte Durchschnittsgeschwindigkeit zu erreichen.

Um eine Vereinfachung der Rechnung zu erreichen, nehme ich an, dass der Kurs aus 18 gleichen Abschnitten besteht, denn auf dem Kurs befinden sich 17 Hindernisse und von der Startlinie bis zum Hindernis 1 ist ebenfalls ein Weg zurückzulegen. Um die Zeit für jeden Abschnitt zu errechnen, teile ich die Bestzeit auch durch 18.

$$\frac{1126\ \mathrm{m}}{18} = 62{,}5\ \mathrm{m}\ ;\ \frac{195\ \mathrm{s}}{18} = 10{,}83\ \mathrm{s}$$

Jedes Hindernis ist 3,5 m lang. Diese Strecke wird als Verzögerungsweg angesehen. Nun muss ich die Zeit von 10,83 s in einen Beschleunigungs- und einen Verzögerungszeitraum einteilen. Dabei hilft mir folgende Skizze.

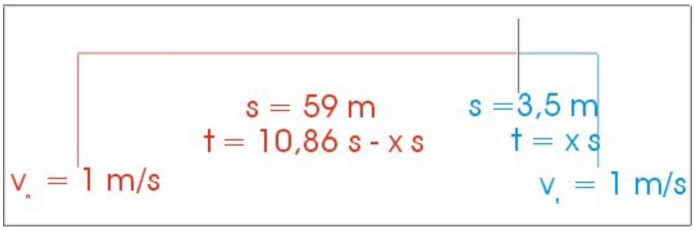


Abbildung 13 Skizze zur Aufteilung des Weges zwischen den Hindernissen

Der Beschleunigungsabschnitt ist 59 m lang und muss in 10,86 s – x s zurückgelegt werden. Die Verzögerung muss in x s und auf 3,5 m geschehen. Die Startgeschwindigkeit v_0 von der beschleunigt wird, beträgt 1 m/s und am Ende wird das Moonbuggy wieder auf v_E = 1 m/s abgebremst. Nun stelle ich die aus dem Physikunterricht bekannten Formeln nach der Geschwindigkeit v um, die das Fahrzeug am Ende der Beschleunigungstrecke haben muss. Da die Zeit nicht bekannt ist, die für die Beschleunigungstrecke benötigt wird, forme ich aus der umgestellten Formel zwei Graphen v(t) und bringe sie im Koordinatensystem zum Schnitt.

$$(1)\ v = a \cdot t + vo$$

$$(2)\ s = \frac{a}{2} \cdot t^2 + vo \cdot t \Rightarrow a = \frac{2 \cdot (s - vo \cdot t)}{t^2} = \frac{2s}{t^2} - \frac{2vo}{t}$$

$$(2)\ \mathrm{in}\ (1)\ v = \frac{2s}{t} - vo$$

$$v(\mathrm{beschl}) = \frac{2 \cdot 59\ \mathrm{m}}{(10{,}83\ \mathrm{s} - x)} - 1$$

$$v(\mathrm{verzög}) = \frac{(2 \cdot 3{,}5\ \mathrm{m})}{x} - 1$$

Der Schnittpunkt der beiden Graphen liegt bei (0,6064/10,542). Also trifft der Moonbuggy nach 10,22 s und mit einer Geschwindigkeit von 10,542 m/s auf das Hindernis und wird innerhalb von 0,6064 s auf 1 m/s abgebremst. Das entspricht einer negativen Beschleunigung von 15,73 m/s^2 oder 1,6 g.

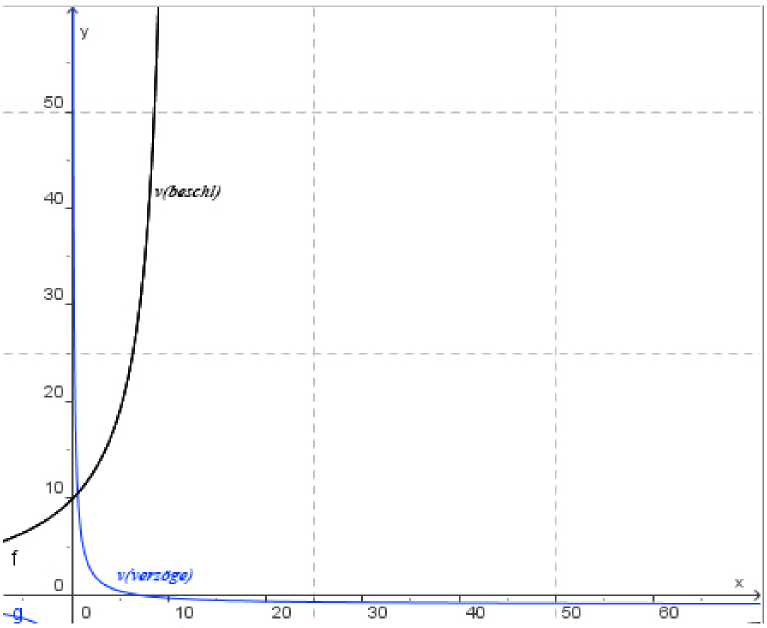


Abbildung 14 s-t^2 Diagramm mit der Beschleunigungs- und Verzögerungskurve

Die Höchstgeschwindigkeit auf die der Buggy beschleunigen muss beträgt 10,542 m/s oder 37,94 km/h. Durch die Annahme, dass der Kurs aus 18 gleichen Teilen besteht, werden die Spitzengeschwindigkeiten zwischen den verschiedenen Hindernissen abweichen. Der errechnete Wert ist nur ein Durchschnitts- bzw. Richtwert. Das folgende v-t-Diagramm beweist, dass eine gleichförmige Beschleunigung innerhalb von 10,22 s auf eine Geschwindigkeit von 10,542 m/s einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 5,774 m/s entspricht.

Wie man sieht, sind die Flächen unter den Graphen gleich groß. Als Flächeninhalt erhalte ich bei beiden Graphen einen Weg von 62,5 m.

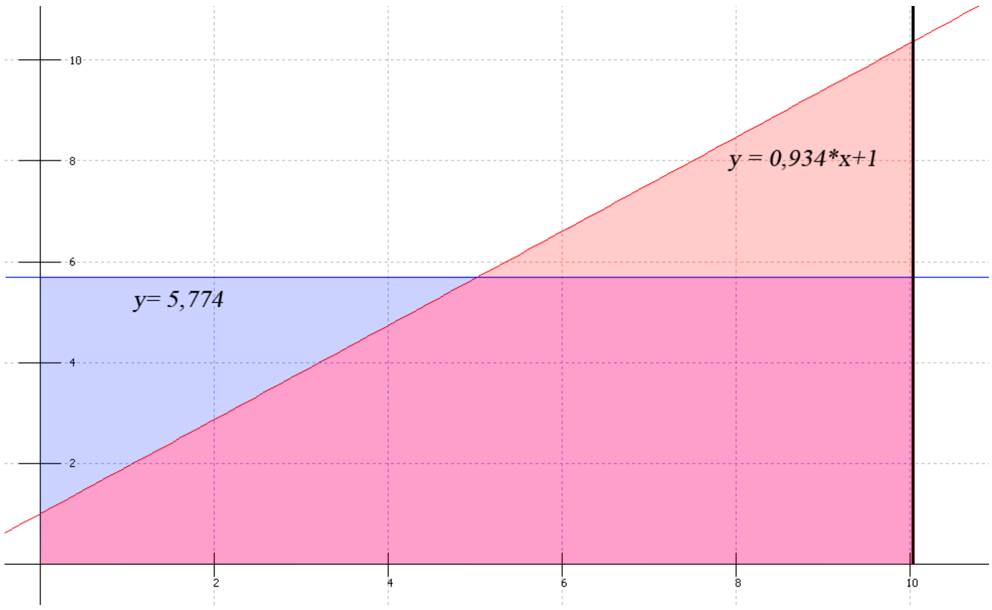


Abbildung 15 v-t Diagramm der beschleunigten und konstanten Bewegung in der betrachteten Wegstrecke

$$A(\text{rot}) = a \cdot b \Rightarrow 5{,}774\ \frac{m}{s} \cdot 10{,}83\ s = 62{,}5\ m$$

$$A(\text{grün}) = \frac{1}{2} \cdot a \cdot b + a \cdot b \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot 10{,}83\ s \cdot 9{,}542\ \frac{m}{s} + 1\ \frac{m}{s} \cdot 10{,}83\ s = 62{,}5m$$

Ich weiß nun, dass im höchsten Gang eine Spitzengeschwindigkeit von mindestens 10,5 m/s erreichbar sein muss. Um die Höchstgeschwindigkeit unter den gegebenen Parametern zu errechnen, multipliziere ich das Übersetzungsverhältnis des Getriebes 2 mit dem größten des Getriebes 3. Das Ergebnis vervielfache ich nun mit dem Umfang des Rades, um als Resultat die Wegstrecke zu erhalten, die der Buggy bei einer vollen Tretwellenumdrehung zurück legt. Da ich annehme, dass dies in einer Sekunde geschieht ist die Wegstrecke gleichzeitig die Geschwindigkeit in m/s.

$$\frac{38}{16} \cdot 1{,}467 = 3{,}484 \cdot 1{,}89\ m = 6{,}585\ \frac{m}{s}$$

Der Moonbuggy fährt also bei einer Tretwellenumdrehung pro Sekunde im höchsten Gang eine Geschwindigkeit von 6,585 m/s. Dies entspricht noch nicht der geforderten Höchstgeschwindigkeit von 10,542 m/s. Nun gibt es zwei Möglichkeiten dies zu ändern. Entweder man erhöht die Tretfrequenz (Variante 1) oder das Übersetzungsverhältnis von Getriebe 2 (Variante 2). Für Variante 1 spricht, dass die aufzubringende Kraft im Vergleich zu Variante 2 kleiner ist, aber mehr Weg, sprich eine höhere Frequenz benötigt wird, um die geforderte Geschwindigkeit zu erreichen. Bei der Variante 2 ist der Weg (Frequenz) kleiner, aber die Kraft größer. Beide Fälle unterliegen dem Gesetz der goldenen Regel der Mechanik: " Was an Kraft gewonnen wird, geht an Weg verloren."

<u>Variante 1:</u> Um nun die geforderte Geschwindigkeit durch eine Erhöhung der Tretfrequenz zu erreichen, müssen die Fahrer 1,6 Umdrehungen pro Sekunde erreichen. Dies entspricht eine Frequenz von 96 U/min und ist für geübte Sportler erreichbar.

$$6{,}585\ \frac{m}{s} \cdot x = 10{,}542\ \frac{m}{s} \Rightarrow \frac{\left(10{,}542\ \frac{m}{s}\right)}{\left(6{,}585\ \frac{m}{s}\right)} = 1{,}6$$

<u>Variante 2:</u> Wenn der Fahrer lieber eine größere Kraft und eine kleinere Frequenz wünscht, dann muss das Übersetzungsverhältnis von Getriebe 2 1:3,802 sein. Das würde bedeuten, dass das Kettenrad R1 50 Zähne und das Kettenrad R2 13 Zähne haben muss. Außerdem liegt dann die Durchschnittsübersetzung für die Rekordzeit auf dem 9. Gang des Getriebes 3.

$$x \cdot 1{,}467 \cdot 1{,}89\ m = 10{,}542\ m \Rightarrow \frac{(10{,}542\ m)}{(1{,}467 \cdot 1{,}89\ m)} = 3{,}802$$

$$3{,}802 \cdot x = 3{,}055 \Rightarrow \frac{3{,}005}{3{,}802} = 0{,}803 \rightarrow \text{Kleinste Abweichung zu Gang 9 } \Delta = 0{,}029$$

Als letztes möchte ich nun noch die Kraft errechnen, die jeder Fahrer benötigt, um den Moonbuggy über die Strecke von 59 m zu beschleunigen. Die Beschleunigungskraft die benötigt wird errechnet sich aus dem Gewicht (250 kg) multipliziert mit der Beschleunigung (0,934 m/s^2). Somit muss von jedem Fahrer soviel Kraft übertragen werden, damit vom Antriebsrad die Beschleunigungskraft F_B von 116,75 N auf den Boden übertragen wird.

$$F = m \cdot a = 250\ kg \cdot 0{,}934\ \frac{m}{s^2} = \frac{(233{,}5\ N)}{2} = 116{,}75\ N$$

Der Gesamte in 3.1 erläuterte Kraftfluss am Moonbuggy wird im Folgenden als ein Kettengetriebe mit einer Festübersetzung angesehen. Als Ergebnis möchte ich die minimalen und maximalen Kräfte erhalten, die aufzubringen sind, um den Moonbuggy zu beschleunigen.

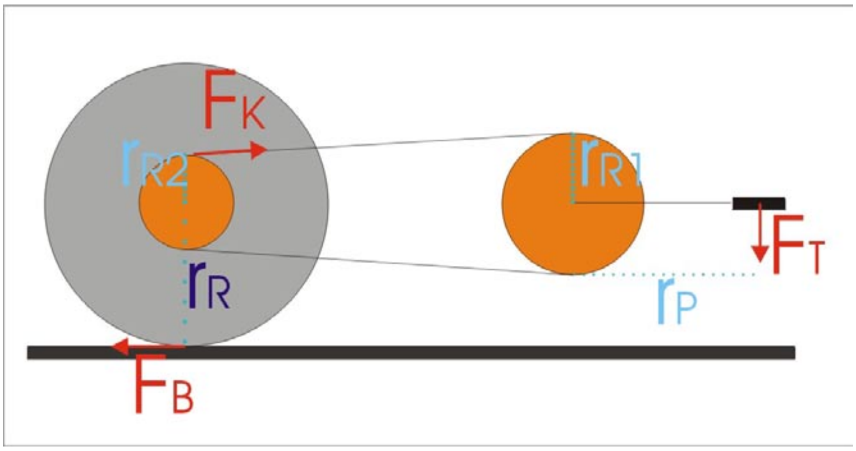


Abbildung 16 Skizze zur Berechnung der Antriebskraft

Um nun von der Kraft F_B, die das Antriebsrad auf den Boden überträgt auf die Pedalkraft zu schließen, muss ich zunächst eine Formel aufstellen, die zur Berechnung der Kettenkraft F_K dient. Es verhält sich der Radius r_P des Pedals, sprich die Kurbellänge, multipliziert mit der Pedalkraft F_P genau so, wie die Kettenkraft F_K multipliziert mit dem Radius des Kettenrades r_{R1}.

$$F(K) \cdot r(R1) = F(P) \cdot r(P) \Rightarrow F(K) = \frac{F(P) \cdot r(P)}{r(R1)}$$

Die Kettenkraft F_K vervielfacht mit dem Radius des Kettenrades r_{R2} verhält sich aber auch genau so, wie die Beschleunigungskraft F_B multipliziert mit dem Radius des Antriebsrades r_R.

$$F(K) \cdot r(R2) = F(B) \cdot r(R) \Rightarrow F(K) = \frac{F(B) \cdot r(R)}{r(R2)}$$

Wenn man nun die beiden Gleichungen ineinander einsetzt und nach der Pedalkraft F_P auflöst ergibt sich folgendes.

$$\frac{F(P) \cdot r(P)}{r(R1)} = \frac{F(B) \cdot r(R)}{r(R2)} \Rightarrow F(P) = F(B) \cdot \frac{r(R1)}{r(R2)} \cdot \frac{r(R)}{r(P)}$$

Der Term r_{R1}/r_{R2} errechnet sich aus dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes 2 multipliziert mit dem des Getriebes 3.

Die Beschleunigungskraft F_B ist 116,75 N groß, Der Pedalradius ist 0,17 m[15] und der Radius des Antriebsrades ist 0,301 m. Zur Berechnung der minimalen und maximalen Kräfte für die Variante 1 setz ich die kleineste (0,6626) und die größte Übersetzung (3,4841) in die Gleichung ein.

$$F(P) = 116{,}75\ N \cdot 0{,}6626 \cdot \frac{(0{,}301\ m)}{(0{,}17\ m)} = 136{,}97\ N$$

$$F(P) = 116{,}75\ N \cdot 3{,}4841 \cdot \frac{(0{,}301\ m)}{(0{,}17\ m)} = 720{,}22\ N$$

Für die Variante 1 ergeben sich eine Minimalkraft von 136,97 N und eine Maximalkraft von 720,22 N. Zum Vergleich: Die Maximalkraft entspricht einer Masse von 72 Kg, die ein Sportler in der Beinpresse (Fitnessgerät, mit der sich die Beinmuskulatur trainieren lässt[16]) bewegt. Aus eigener Erfahrung kann

[15] http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (mountain-drive, techn. daten, kurbeln)
[16] http://de.wikipedia.org/wiki/Beinpresse

ich sagen, dass diese Maximalkraft für trainierte Menschen kein Problem darstellt, da ich als mäßig geübter Sportler 120 Kg in der Beinpresse bewege.
Um die minimale und maximale Grenze der aufzubringenden Kräfte von Variante 2 zu berechnen, setze ich ebenfalls die kleinste (1,0608) und größte Übersetzung (5,5775) ein, die aber durch die niedrigere Tretfrequenz größer sind.

$$F(P) = 116{,}75\ N \cdot 1{,}0608 \cdot \frac{(0{,}301\ m)}{(0{,}17\ m)} = 219{,}28\ N$$

$$F(P) = 116{,}75\ N \cdot 5{,}5775 \cdot \frac{(0{,}301\ m)}{(0{,}17\ m)} = 1152{,}96\ N$$

Wie man sieht sind die Kräfte wesentlich höher, aber noch im Bereich des Möglichen. Nun kommt es auf den Fahrer an, welche Variante er bevorzugt. Wissenschaftliche Experimente haben gezeigt, dass der Sauerstoffverbrauch mit steigender Tretfrequenz zunimmt. Eine Studie an der California State University (Marsh, Martin,1993)[17] unter erfahrenen Radfahrern und Läufern hat gezeigt, dass die beste Tretfrequenz für einen niedrigen Sauerstoffverbrauch bei 65 U/min liegt. Dies würde der Variante 2 entsprechen. Da aber jeder Mensch ein anderes Empfinden bezüglich Kraft und Frequenz hat, kann man hier keine Verallgemeinerung treffen. Die beiden Beispiele sind aber meiner Meinung nach die zwei Hauptmöglichkeiten zwischen denen verschiedene Fahrertypen wählen. Dabei gelten aber immer als Konstanten die Durchschnittsgeschwindigkeit von 5,744 m/s bzw. die Spitzengeschwindigkeit (10,83 m/s) und die Übersetzungszahlen des Getriebes 3. In der Optimierungs- und Trainingsphase kann dann durch Einsetzen der gewünschten Parameter des Fahrers in die vorgerechneten Lösungswege der Antrieb optimal auf den jeweiligen Fahrer errechnet und eingestellt werden.

[17] http://www.swisstrophy.ch/14_downloads/trittfrequenz.pdf (Seite 1, Hohe Trittfrequenz heisst auch hoher Sauerstoffverbrauch)

5.3 Rechnerische Auswertung der Grenzen des Antriebes von Ganymed 2

Ermittlung der maximalen Drehzahl am Ganymed 2

Zur Berechnung der Maximalübersetzung des neuen Antriebs, multipliziere ich die Übersetzung des 1. Gangs von Getriebe 1, mit der Festübersetzung des Getriebes 2 und dem höchsten Gang am Getriebe 3 (1:1,467). Da das Getriebe 4 und 5 eine Festübersetzung von 1:1 haben finden sie in der Berechnung keine Beachtung.

Ganymed 2 Maximaldrehzahl

	Pedalumdrehung	Getriebe-Ein	Übersetzung	Getriebe-Aus
Getriebe 1		1	1:1	1
Getriebe 2	1	1	38/16-1:2,375	2,375
Getriebe 3		2,375	14. Gang-1:1,467	3,4841

Wie aus dieser Tabelle ablesbar ist, beträgt die Maximalübersetzung 1:3,4841. Der oben beschriebene Rechenweg ist im blau schattierten Teil der Tabelle zeilenweise angewendet worden.

Ermittlung der minimalen Drehzahl am Ganymed 2

Um die minimale Übersetzung zu ermitteln, vervielfache ich die Übersetzung des 2. Gangs des Getriebes 1, mit der mit der Festübersetzung des Getriebes 2 und dem niedrigsten Gang am Getriebe 3 (1:0,279). Wie bei der vorherigen Berechnung finden Getriebe 4 und 5 auch hier wieder keine Beachtung. Da das Getriebe 1 ein Untersetzungsgetriebe ist hat es ein Verhältnis von 1:0,4.

Ganymed 2 Minimaldrehzahl

	Pedalumdrehung	Getriebe-Ein	Übersetzung	Getriebe-Aus
Getriebe 1		1	1:0,4	0,4
Getriebe 2	1	0,4	38/16-1:2,375	0,95
Getriebe 3		0,95	1. Gang-1:0,279	0,2650

Die Minimalübersetzung beträgt, wie in der Tabelle abzulesen ist, 1:0,2650. Der oben aufgezeigte Rechenweg ist auch hier zeilenweise angewendet worden. Da bei dieser sehr großen Untersetzung sehr große Kräfte auf die Antriebssektion wirken, wird die minimale Übersetzung nur im Notfall eingesetzt. Auf diese wird zurück gegriffen, wenn der Buggy im Hindernis stecken geblieben ist und die minimale Übersetzung des Getriebes 2 und 3 von 1:0,6626 nicht ausreicht um ohne anschieben der Räder oder Absteigen wieder anzufahren. Dies würde nämlich zwangsläufig zu einer Zeitstrafe führen. Da das Getriebe 1 mit einer Fuß-Kick-Schaltung funktioniert muss diese auf einen Notfallbetrieb umgestaltet werden, sodass man im Ernstfall nur mit der Hand den niedrigen Gang am Getriebe 1 einlegen kann. Im Jahr 2008 kam es dazu, dass die Fahrer beim normalen Treten die Gänge versehentlich wechselten, was zu einem Zeitverlust führte.

5.4 Zusammenfassung

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der Ganymed 2 ein sehr großes Übersetzungspotential von einer minimalen Übersetzung von 1:0,2650 bis zu einer maximalen von 1:3,4841 hat. Vergleicht man diese mit den Werten des Ganymed 1 oder 1b (1:0,95/1:3,07) stellt man fest, dass der Bereich der Verhältnisse sehr viel größer ist. Damit ist der in 4.3 erläuterte 1. Lösungsansatz erfüllt. Der 3. Lösungsansatz ist ebenfalls sichtbar erfüllt worden. Die Untersetzung des Ganymed 2 reicht im Gegensatz zum Ganymed 1 bzw. 1b (1:0,95) bis zur minimalen Drehzahl von 1:0,2650. Durch dieses breite Spektrum an Untersetzung ist ein sehr großer Beschleunigungsbereich entstanden, der es ermöglicht, das etwa 250 Kilo (mit Fahrern) schwere Fahrzeug nach den Hindernissen aus niedrigen Geschwindigkeiten auf die geforderte Höchstgeschwindigkeit von 10,5 m/s zu beschleunigen. Für dieses häufige Beschleunigen ist das neue Getriebe 3 eine ideale Entscheidung, da es sich auch unter „Last" schalten lässt. Der Fahrer muss also beim Verzögern das Getriebe nur in einen niedrigen Gang schalten und kann beim Beschleunigen treten und dabei die Gänge nach oben durchschalten, ohne zwischenzeitlich die Kraft zurückzunehmen, ähnlich einer Automatik im Auto.

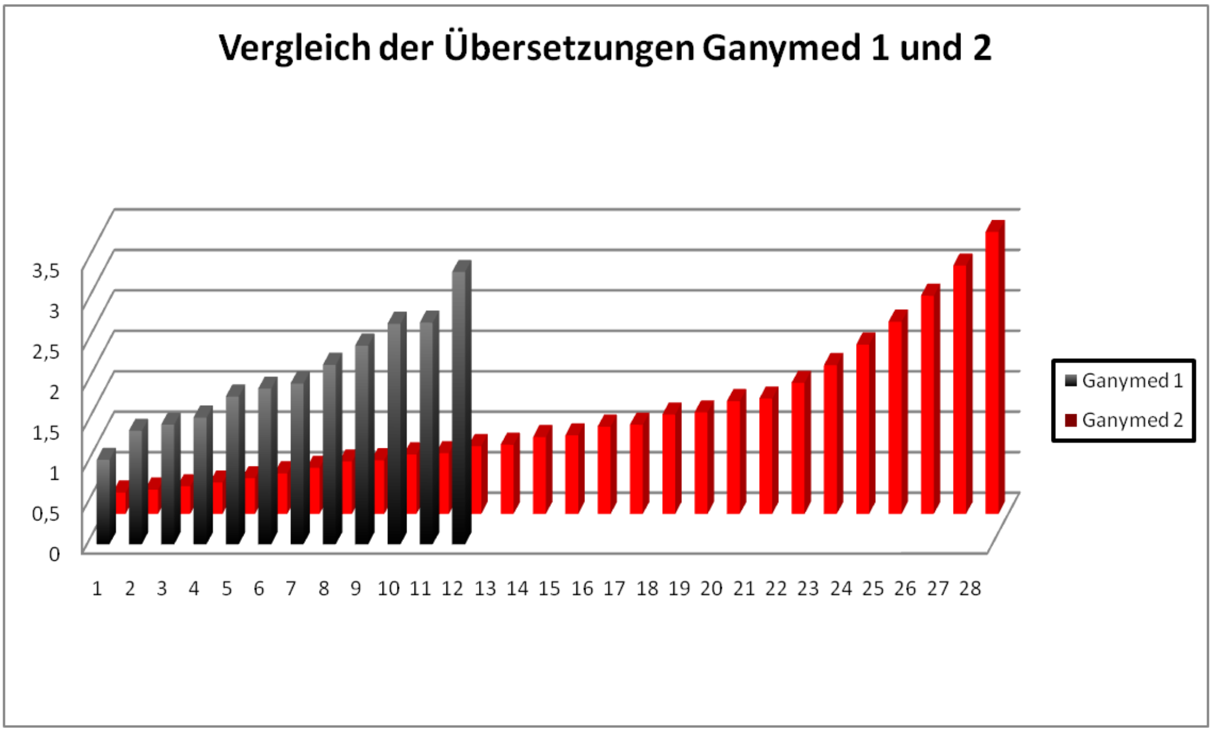


Abbildung 17 Vergleich der Übersetzungspanne am Ganymed 1 und 2

Diese Antriebssektion ist in der Lage eine Rundenzeit um 3:15 min auf dem Kurs in Huntsville zu fahren. Außerdem schafft sie rechnerische Höchstgeschwindigkeiten von 10,5 m/s bzw. schneller bei maximaler Tretfrequenz. Sie ist im Vergleich zum Ganymed 1 und 1b viel konkurrenzfähiger. Als primäre Ziele zur Modifizierung des Ganymed 1b zum Ganymed 2 bis zum Rennen im April 2009 sollte das eigens konstruierte Differentialgetriebe eingebaut, das errechnete Getriebe verwirklicht und die realisierbare Gewichtsreduzierung um 15 -25 kg umgesetzt werden. Mit Hilfe dieser drei Maßnahmen und zwei gut auf Ausdauer und Fahrgefühl trainierte Fahrer sind die Chancen auf eine Topplatzierung zum 40. Jahrestag der Raumfahrt so groß, wie noch nie.

6. Quellennachweis

1. http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/rules.html
2. www.aiaa.org
3. „Physik. Gymnasiale Oberstufe“ DUDEN PAETEC Schulbuchverlag 2006 Seite 56-83
4. http://de.wikipedia.org/wiki/Kettenantrieb
5. http://de.wikipedia.org/wiki/%C3%9Cbersetzung_(Technik)
6. http://lexikon.meyers.de/wissen/R%C3%A4dergetriebe+(Sachartikel)
7. http://de.wikipedia.org/wiki/Planetengetriebe
8. Streckenangaben des MSFC aus dem Internet http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/course.html
9. http://sheldonbrown.com/seven_speed.html (Mitte der Seite Shimano Nexus 4-speed hub)
10. http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (Funktion)
11. http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (techn. Daten)
12. http://www.rohloff.de/de/produkte/speedhub/uebersetzungen/index.html
13. Streckenangaben des MSFC aus dem Internet http://moonbuggy.msfc.nasa.gov/course.html
14. http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (Mountain-Drive/Funktion/siehe ganz unten)
15. http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (mountain-drive, techn. daten, kurbeln)
16. http://de.wikipedia.org/wiki/Beinpresse
17. http://www.swisstrophy.ch/14_downloads/trittfrequenz.pdf (Seite 1, Hohe Trittfrequenz heisst auch hoher Sauerstoffverbrauch)

7. Bildnachweis

Abbildung 3 http://www.breitest.de/Planetengetriebe.html

Abbildung 9 http://www.rohloff.de/de/produkte/speedhub/index.html

Abbildung 10 http://www.schlumpf.ch/md_dt.htm (mountain-drive Fotos)

8. Selbständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen und Hilfsmittel angefertigt wurde. Alle Stellen, die wörtlich aus Quellen entnommen wurden, sind als solche mit einem Fußnotenverweis auf die Quelle gekennzeichnet.

Reichenbach, den 17. Dezember 2008 Thommy Knabe