

Bachelorarbeit

Zum Erlangen des Grades eines Bachelor of Engineering des Studienganges
Maschinenbau, Mechatronik und Physiktechnik im Fachbereich Ingenieur und
Naturwissenschaften der Hochschule Merseburg.

Thema:

Konstruktion einer digital angesteuerten Hinterradlenkung für den
Fahrzeugprototypen des Hochschulinternen Projekt Eco Emotion

Vorgelegt von:

Herrn Heiko Steinfeld

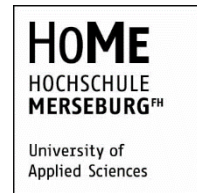
geb. am 15.05.1986

Betreuer:

Prof. Dr.-Ing. Rolf Kademann; Hochschule Merseburg, Fachbereich INW

Dipl.-Ing. Andreas Goldner; Hochschule Merseburg, Fachbereich INW

**Aufgabenstellung
für die Bachelorarbeit (B.Eng.)
von Herrn Heiko Steinfeld
BMMP 12**



Thema: Konstruktion einer digital angesteuerten Hinterradlenkung für den Fahrzeugprototypen des Hochschulinternen Projekt Eco Emotion

Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Rolf Kademann; Hochschule Merseburg, Fachbereich INW
Dipl.-Ing. Andreas Goldner; Hochschule Merseburg, Fachbereich INW

Aufgabenstellung:

Das Team EcoEmotion plant und konstruiert ein neues Fahrzeug für die Teilnahme am Shell Eco Marathon 2016. Für ein Verbesserung des Urban Concept soll die vorhandene Vorderradlenkung zu einer Allradlenkung erweitert werden. Basierend auf den an das Fahrzeug gestellten Anforderungen ist eine Allradlenkung zu konstruieren. In dieser sollen die hinteren Räder digital angesteuert werden, da eine konventionelle Verbindung mittels Lenkstange aus Platzgründen nicht erwünscht ist. Die vorhandene Vorderradlenkung soll in der gegebenen Funktionsweise bestehen bleiben. Es müssen Variante gefunden werden die hinsichtlich Gewicht, Bauraum, benötigte elektrische Leistung, Preis und der Aufnahme der zu erwartenden Lenkkräfte alle Anforderungen erfüllen. Die favorisierte Variante soll zudem schnell Ein- und Ausbaubar gestaltet sein, da ein „drive by wire“-System durch das Reglement des Shell Eco Marathons nicht zulässig ist und dieses nur zu Präsentationszwecken Anwendung finden soll. Alle konstruktiv zu entwerfenden Komponenten müssen in den bereits bestehenden CAD-Entwurf integriert und für die Ansteuerung eine Softwarelösung gefunden werden.

Arbeitsschritte:

1. Aufnahme der Rahmenbedingungen, Einflussgrößen und Zielstellungen des Teams
2. Auswahl der besten Variante
3. Erstellen eines konstruktiven Entwurfes mit dem CAD-System CATIA V5
4. Erarbeiten einer Softwarelösung

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----|
| Inhaltsverzeichnis | III |
| Abkürzungsverzeichnis..... | V |
| Einheitenverzeichnis..... | VI |
| Glossar | VII |
| 1. Einleitung | 1 |
| 1.1. Ausgangssituation | 1 |
| 1.2. Strukturierung der Arbeit..... | 2 |
| 1.3. Zielsetzung | 3 |
| 2. Grundlagen | 4 |
| 2.1. Entwicklung und Geschichte von Allradlenkungen | 4 |
| 2.2. Steer-by-Wire | 5 |
| 2.2.1. Vorteile des SbW-Systems | 6 |
| 2.2.2. Nachteile des SbW-Systems | 7 |
| 2.2.3. Sicherheit bei SbW-Systemen | 7 |
| 2.3. Regelung | 8 |
| 2.3.1. Regelkreis..... | 8 |
| 2.3.2. Echtzeit..... | 9 |
| 3. Anforderungen und Randbedingungen | 11 |
| 4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges | 14 |
| 4.1. Darstellung der Problematik des Lenktriebeinbaus, mit entsprechenden Lösungsansatz | 14 |
| 4.2. Anpassung der Spurhebel zu den Querlenkern | 16 |
| 4.3. Anpassung des Spurhebels mithilfe der Ackermannbedingung..... | 17 |
| 5. Berechnung der Lenkkräfte..... | 20 |
| 5.1. Berechnung der Radkräfte..... | 20 |
| 5.2. Berechnung der Lenkkräfte..... | 23 |
| 6. Ermittlung der Reaktionszeit und der minimale Drehzahl..... | 26 |
| 6.1. Reaktionszeit | 26 |
| 6.2. Drehzahl | 27 |
| 7. Auswahl des Motors..... | 28 |
| 8. Auswahl des Getriebes | 30 |
| 8.1. Berechnung der Übersetzungsverhältnisse | 30 |
| 8.2. Variantenvergleich der Übersetzungsmöglichkeiten | 33 |
| 8.2.1. Planetengetriebe | 33 |
| 8.2.2. Schneckengetriebe..... | 35 |

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|----|
| 8.2.3. Einstufenübersetzung..... | 36 |
| 8.3. Auswahl der Übersetzungsvariante | 38 |
| 9. Hardwarekomponenten..... | 39 |
| 9.1. Encoder | 39 |
| 9.2. Steuergerät..... | 41 |
| 9.2.1. Mikrocontroller der Firma Arduino | 41 |
| 9.2.2. Bussystem der Firma Beckhoff..... | 42 |
| 9.3. Variantenvergleich der Hardwarelösungen | 44 |
| 9.3.1. Kostenvergleich der Varianten..... | 44 |
| 9.3.2. Vergleich der technischen Daten..... | 45 |
| 9.4. Auswahl der Hardwarelösung..... | 45 |
| 10. Software..... | 46 |
| 11. Ausblick | 50 |
| 12. Fazit und Zusammenfassung..... | 51 |
| 12.1. Zusammenfassung..... | 51 |
| 12.2. Fazit..... | 53 |
| Literaturverzeichnis | 54 |
| Selbstständigkeitserklärung..... | 57 |
| Abbildungsverzeichnis | 58 |
| Tabellenverzeichnis..... | 59 |

Abkürzungsverzeichnis

| Abkürzung | Name |
|-----------|------------------------------------|
| SEM | Shell Eco Maraton |
| SbW | Steer by Wire |
| CAD | Computer-Aided Design |
| AHK | Aktive Hinterachskinematik |
| CAS | Continental Automotive Systems |
| StVZO | Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung |
| VDI | Verband deutscher Ingenieure |
| PKW | Personenkraftwagen |
| OSI | Open Source Initiative |

TABELLE 1 ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Einheitenverzeichnis

| Formelzeichen | Einheit | Bedeutung |
|---------------|--|----------------------|
| F | Newton [N] | Kraft |
| M | Newtonmeter [Nm] | Moment |
| t | Sekunde [s] | Zeit |
| n | Pro Sekunde [s^{-1}]/ Pro Minute [min^{-1}] | Drehzahl |
| - | Grad [$^{\circ}$] | Winkel |
| - | Prozent [%] | Prozent |
| U | Volt [V] | Elektrische Spannung |
| I | Ampere [A] | Elektrischer Strom |
| M | Gramm [g] | Masse |
| s | Meter [m] | Weg |
| f | Hertz | Frequenz |
| - | Byte [B] | Byte |
| - | Bit | Bit |
| a | [m/s^2] | Beschleunigung |
| g | [m/s^2] | Erdbeschleunigung |

TABELLE 2 EINHEITENVERZEICHNIS

Physical-Computing-Plattformen

Physical-Computing-Plattformen sind Verbindungen, bestehend aus Hardware und Software, die eine Verbindung zwischen Menschen und der Digitalen Welt ermöglichen. Für gewöhnlich werden dabei Mikrocontroller und Sensoren verwendet um Eingaben an Aktoren, wie z. B. Motoren oder Leuchtdioden, weiterzugeben bzw. diese zu steuern.

Boot-Loader

Unter Boot-Loader versteht man eine spezielle Software, die im nichtflüchtigen Speicher des Steuergerätes eingebettet ist und Grundroutinen zur Initialisierung von Kommunikationsprotokollen und des Betriebssystems beinhaltet. Diese werden auch bei normalen PC's genutzt. Ein bekanntes Beispiel von IBM ist das Programm BIOS.

Schwingquarz

Ein Schwingquarz ist ein elektronisches Bauelement zur Erzeugung elektrischer Schwingungen in einer bestimmten Frequenz.

Open-Source

Unter Open-Source versteht man Software deren Quelltexte frei verfügbar sind. Die Bezeichnung wird verwendet von der Open Source Initiative (OSI), wenn die Lizenzverträge für Software ihren drei charakteristischen Merkmalen entsprechen und die zehn Punkte der Open Source Definition erfüllen.

A/D Wandler

Ein Analog to Digital Converter ist ein elektronisches Bauelement, welches zum Umsetzen analoger Signale in digitale Ströme verwendet wird. Dies funktioniert, indem er zeit-kontinuierliche Eingangssignale in diskrete Abtastwerte umwandelt und diese anschließend in Digitalwerte umsetzt.

MOSFET

Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor, kurz MOSFET, sind aktive elektronische Bauelement mit mindestens drei Anschlüssen. Vereinfacht sind sie als elektrische Schalter zu sehen, bei denen, mithilfe eines kleinen Signalstroms, ein größerer Strom geregelt wird.

Arduino Shield

Ein Arduino Shield ist eine Erweiterungsplatine mit den gleichen Dimensionen der Mikrocontrollerbaugruppe. Diese enthalten kleine Ergänzungsschaltungen mit denen verschiedene Funktionen realisiert werden können, welche mit der eigentlichen Platine nicht umsetzbar wären.

Worst Case

Der Worst Case bezeichnet den denkbar schlechtesten, anzunehmenden Fall. Er wird gerne für die Planung verwendet, um auf eine ungünstige Entwicklung, eines Planes, vorbereitet zu sein.

Flash-Speicher

Flash-Speicher, deren genaue Bezeichnung Flash-EEPROM lautet, sind nicht flüchtige Speichermedien mit geringen Energieverbrauch die auch nach dem Abschalten des Systems ihre Daten behalten. Sie bestehen aus MOSFETs mit einer speziellen Elektrode, dem Floating-Gate, welche elektrische Ladungen „einfangen“ und diese so speichert.

1. Einleitung

1. Einleitung

1.1. Ausgangssituation

Die Aufgabe der Bachelorarbeit entstand aus dem Hintergrund der mehrjährigen Mitarbeit des Autors bei dem Projekt Eco Emotion der Hochschule Merseburg. Dieses ist im Jahre 2006, in einer Kooperation mit der Kunsthochschule Burg Giebichenstein, entstanden. Ziel des Projektes ist es, Fahrzeugprototypen zu entwickeln und diese am Shell Eco-Marathon (SEM) teilnehmen zu lassen. Die Firma Shell organisiert diesen Wettkampf jährlich in verschiedenen Regionen der Welt und es treten, bei der europäischen Variante, bis zu 250 Teams von verschiedenen Hochschulen und Universitäten dabei an. Primäres Ziel des Wettbewerbs ist es, die Energieeffizienz der antretenden Fahrzeuge zu vergleichen. Es werden aber auch andere Preise, beispielsweise für Design oder auch Innovation, vergeben.

Am Wettbewerb selbst treten zwei Arten von Fahrzeugen an. Die Ersten sind Fahrzeuge der Prototypklasse, welche stromlinienförmig konstruiert sind und den Kraftstoffverbrauch auf ein Minimum reduzieren sollen. Als zweite Kategorie gibt es, die Fahrzeuge der UrbanConcept-Klasse, welche Kleinwagen ähneln und in Richtung einer Straßentauglichkeit konstruiert werden.

Die ersten beiden Fahrzeuge des Teams, namentlich der Woody und der Zero, wurden in der Prototypklasse gebaut. Ab dem Dritten, dem Nios, wechselte man aber in die Urban-Concept-Klasse. Darauf folgten, als viertes Projekt, der Tilt und das derzeitige Fahrzeug, der E-Pick.



ABBILDUNG 1 CATIA-MODELL DES E-PICK

Dieses neue Projekt entstand mit dem Anspruch, zum ersten Mal im Rahmen des Marathons, ein Nutzfahrzeug zu entwickeln. Unter Berücksichtigung des von Shell vorgegebenen Reglements entstand so das Konzept eines Pick up. Da dieses Fahrzeug, wie seine beiden Vorgänger, ebenfalls in der Urban-Concept-Klasse antreten soll, hat das Team sich selbst den Anspruch gestellt, dass das Fahrzeug allen späteren Anforderungen eines theoretischen Arbeitsumfeldes genügen sollte.

1. Einleitung

Ein solches Arbeitsumfeld könnte beispielsweise ein Firmengelände darstellen, in welchen es als Fabrikfahrzeug dient. Aber auch vorstellbar wäre eine Insel, auf der kein normaler Straßenverkehr erlaubt ist. Dort könnte es als Versorgungsfahrzeug verwendet werden. Da beide Arbeitsumfelder meist wenig Platz und enge Straßenführungen aufweisen, wurde in Bezug darauf die Idee einer Allradlenkung erarbeitet. Aus diesen Grund wurde bereits früh in der Entwicklungsphase auf die spätere Installation einer solchen Lenkung geachtet und ein entsprechendes Lenkgestänge, welches Baugleich mit der vorderen Lenkung ist, gefertigt.

1.2. Strukturierung der Arbeit

Der erste Abschnitt besteht aus der Einleitung, die eine Übersicht über die Arbeit vermitteln soll.

Im zweiten Abschnitt der Arbeit wird auf die Grundlagen des zu konstruierenden Systems eingegangen. Dabei wird die geschichtliche Entwicklung der Allradlenkung betrachtet, sowie die Vor- und Nachteile eines „Steer by Wire Systems“ dargelegt. Außerdem werden die rechtlichen Grundlagen, sowie die Sicherheitsanforderungen auf die, bei der Konstruktion eines solchen Systems geachtet werden muss, dargelegt.

Der dritte Abschnitt listet die Randbedingungen auf, welche auf Grundlage des Regelwerks des SEM, den gesetzlichen Sicherheitsanforderungen und den Vorgaben des Teams erstellt wurden.

Im vierten Abschnitt wird eine Umstrukturierung der hinteren Lenkung vorgenommen. Dies ist nötig, da das bereits gefertigte Lenkgetriebe nicht wie vorgesehen, in die bestehende Struktur integriert werden kann. Grund dafür ist, dass sich der Aufbau des tragenden Gitterrohrrahmens im vorderen und hinteren Bereich unterscheidet und dieses bei der Konstruktion des hinteren Lenkgetriebes nicht beachtet wurde.

Im nächsten Abschnitt werden die, durch die Umstrukturierung, neu entstandenen Lenkkräfte und Momente, auf Grundlage der veränderten Geometrie, berechnet.

Der sechste Abschnitt beschäftigt sich mit der Ermittlung des Zeitintervalls zwischen dem Drehen des Lenkrades vom Fahrer und der Reaktion der Lenkung. Dies ist wichtig für die Erstellung der Echtzeitanforderungen, welche wiederum Einfluss auf die Drehzahl des Motors, die Übersetzung des vorgesehenen Getriebes und die Systemgeschwindigkeiten der einzelnen Hardwarekomponenten hat. Außerdem ist

1. Einleitung

dies Grundlage für die Laufzeit, die dem Programm, welches die Anlage steuert, zur Verfügung gestellt werden kann.

Der siebende Abschnitt befasst sich mit der Auswahl des für den elektrischen Antrieb der Lenkung benötigten Motors. Als Grundlage dafür dienen die zuvor berechneten Lenkkräfte und die ermittelte Reaktionszeit.

Zum Abschnitt sieben gehörig, wird im achten Abschnitt das benötigte Getriebe ausgesucht, welches die Verbindung zwischen Motor und Lenkgetriebe darstellen wird. Dazu werden zunächst die möglichen Übersetzungen ermittelt, bei denen die Motordrehzahl und das Motordrehmoment ausreichend sind, um die Echtzeitanforderungen zu erfüllen. Anschließend werden die Vor- und Nachteile mehrere Umsetzungsmöglichkeiten miteinander verglichen und auf deren Basis eine Auswahl für die bestmögliche Umsetzung getroffen.

Der neunte Abschnitt beschäftigt sich mit der Auswahl der Hardwarekomponenten. Dabei werden zwei verschiedene Systeme betrachtet. Zum einen, eine Lösung mittels eines Mikrocontrollers und den dazu gehörigen Komponenten und zum anderen, die Umsetzung mithilfe eines Embedded PC. Auch hier werden die verschiedenen Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Varianten aufgelistet und anschließend miteinander verglichen, um eine Entscheidung für das bestmögliche System treffen zu können.

Im zehnten Abschnitt wird ein Ausblick über die noch bestehenden Aufgaben gegeben, welche im Anschluss an die Arbeit nötig sind, um die Anlage umzusetzen.

Der elfte Abschnitt umfasst das Fazit und fast noch einmal die erworbenen Erkenntnisse und die ausgeführten Arbeiten zusammen.

1.3. Zielsetzung

- Neuberechnung und Einbau der Lenkung
- Berechnung der wirkenden Lenkkräfte
- Auswahl eines Motors und eines Getriebes
- Auswahl der Hardwarekomponenten
- Aufstellung der Softwareanforderungen

2. Grundlagen

2. Grundlagen

2.1. Entwicklung und Geschichte von Allradlenkungen

Die ersten, mit einer Allradlenkung ausgestatteten, Autos gab es schon früh in den 1910'er bis 1930'er Jahren. Dies waren allerdings nur Prototypen, die nie in Serie gegangen sind. Der erste in Großserie produzierte, mit einer Allradlenkung ausgestatte, PKW war der Honda Relude, welcher 1887 erschien. Bei diesem arbeitete die Lenkung mechanisch und sorgte dafür, dass bei geringen Geschwindigkeiten die Hinterräder gegensinnig einschlugen und bei höheren Geschwindigkeiten gleichsinnig. Dies bewirkte bei langsamer Fahrt, eine Verkleinerung des Wendekreises und bei schnellerer, eine Reduzierung des Schwimmwinkels, was die Fahrstabilität erhöhte. Weitere Autos mit Allradlenkung sind der Renault Laguna GT/Coupé, der Mitsubishi Sigma und der Mitsubishi 3000 GT, sowie der Nissan 300ZX und der Nissan Skyline. Heute sind, mit Ausnahme von BMW und Porsche, meist japanische PKW auf Wunsch mit einer Allradlenkung erhältlich.¹

Zwischen 1992 und 1996 wurde in der 8er-Reihe von BMW die sogenannte aktive Hinterachskinematik (AHK), teilweise Serienmäßig, verbaut. Seit 2008 ist in der 7er-Reihe und seit 2009 in der 5er-Reihe, gegen Aufpreis, ebenfalls eine solche verfügbar. Allerdings werden hier die Hinterräder nur maximal um 2,5° gedreht.

Im Jahr 2007 stellte der Automobilzulieferer Continental Automotive Systems (CAS), eine Sparte der Continental AG, eine aktive Hinterachskinematik vor, welches die Fahrdynamik sowie die Fahrsicherheit erhöhen soll.

Das System der Allradlenkung funktioniert gewöhnlich zuverlässig, ist aber teuer und für normale PKW's besteht kaum eine Nachfrage. Die Verringerung des Wendekreises ist mehr für den Spezialfahrzeugbau interessant und die Regulierung des Schwimmwinkels macht nur im Geschwindigkeitsbereich von Sportwagen einen Sinn. Letzteres kann aber seit der Einführung des Schleuderschutz ESP, Mitte der 90'er Jahre, mit deutlich geringeren Kosten umgesetzt werden. Wobei beide Systeme ähnliche Sicherheitsvorteile bieten.

Aus diesen Gründen sind Allradlenkungen eher ein Nischenprodukt für Spezialfälle, die allerdings hin und wieder auch den Weg in eine Serienproduktion finden. Dann aber meist im Bereich der Oberklassefahrzeuge und unter Aufschlag von Zusatzkosten.

¹ Vgl. Nick Georgano: *The Beaulieu Encyclopedia of the Automobile, Volume 3 P-Z*. Fitzroy Dearborn Publishers, Chicago 2001, [ISBN 1-57958-293-1](#) (englisch)

2. Grundlagen

Für Spezialfahrzeuge, wie zum Beispiel Straßenkehrmaschinen, Fabrikfahrzeuge, Baumaschinen oder Gabelstapler, macht eine Allradlenkung meist mehr Sinn, da sie hier für die jeweiligen Einsatzbereiche große Vorteile bringen bzw. zum Teil unerlässlich sind. Daher besteht heutzutage der größte Markt für dieses System im Bereich des Spezialfahrzeugbaus.²

2.2. Steer-by-Wire

In vielen Bereichen der Mobilität wird daran geforscht, mechanische Systeme zur Kraftübertragung durch elektrische Leitungen zu ersetzen. Diese neuen Systeme sind in der Regel durch die Endung –by-Wire gekennzeichnet und werden unter den Oberbegriff „X-by-Wire“ zusammengefasst. Anwendungsfälle sind zum Beispiel das „Drive-by-Wire“, bei dem mindestens zwei „X-by-Wire“, wie zum Beispiel das „Steer-by-Wire“ und das „Brake-by-Wire“, Anwendung finden. Bei diesen Entwicklungen geht es darum, bisher mechanische Medien zur Übertragung der Fahrbefehle durch rein elektrische Systeme zu ersetzen. Beispiele für solche Systeme sind, das bereits in Serie produzierte „Shift-by-Wire“-System, das das Schalten der Gänge auf elektrischen Wege ermöglicht oder das „Fly-by-Wire“-System. Wobei dieses, in der Luftfahrt eingesetzte Verfahren, nicht nur die Übertragung der Befehle des Piloten an die jeweiligen Aktoren erlaubt, sondern zu dem auch autonom handeln kann. Dieses System, unter der geläufigeren Bezeichnung „Autopilot“ bekannt, erhält bereits heute eine breite Akzeptanz.

Das „Steer-by-Wire“-System, kurz SbW-System, ist ein Lenksystem bei dem die konventionelle kinematische Verbindung, zwischen Rädern und Lenkrad durch eine elektrische Anlage ausgetauscht wird. Dabei wird die Lenksäule durch entsprechende Aktoren und Sensoren ersetzt und die Übertragung des Lenkwinkels, durch eine direkte Leitung oder einen Bus realisiert. Die übergeordnete Software, die zur Regelung dient, ermittelt hierbei, über einen Sensor, in diesen Fall ein Encoder, den Winkel des Lenkrades und berechnet daraus den dazugehörigen Winkel des Rades. Dieser wird mithilfe eines Motors am Lenkgestänge eingestellt. Für gewöhnlich wird ein zweiter Motor an das Lenkrad montiert, welcher reagiert, sobald der Sollwinkel vom Istwinkel abweicht. In diesen Fall bewirkt er eine, dem Differenzwinkel entsprechende, entgegengesetzte Kraft. Auf diese Art und Weise wird eine Verbindung zwischen Fahrbahn und Fahrzeugführer geschaffen. Da der Motor allerdings das Lenkrad unbegrenzt drehen könnte, müssen für diesen Fall Endanschläge, entweder mittels Software oder auch mechanisch, realisiert werden. Ein solcher Motor wird in der hier behandelten Arbeit allerdings keine Anwendung finden, da sich das „Steer-by-Wire“-

² Vgl. http://www.focus.de/auto/news/tid-31015/allradlenkung-bei-porsche-um-die-ecke-gedacht-beim-porsche-911-turbo_aid_979660.html

2. Grundlagen

System in diesem Fall nur auf die Hinterradlenkung beschränkt. Die entsprechenden Kräfte am Lenkrad werden über eine herkömmliche Vorderradlenkung übertragen.

Konzepte wie das „Steer-by-Wire“ oder auch das „Brake-by-Wire“ sind, durch gesetzliche Vorschriften, derzeit in Europa nicht umzusetzen. Grund dafür ist, dass diese Systeme im Gegensatz zu bereits üblichen Hilfssystemen, wie zum Beispiel ESP oder ABS, über keine mechanische Rückfallebene verfügen. Das bedeutet, dass es beim Auftreten eines Sicherheitsrelevanten Fehlers nicht möglich ist die elektrischen Komponenten zu deaktivieren und auf mechanische oder hydraulische Komponenten zurück zu greifen. So könnte es passieren, dass bei einem Totalausfall der elektrischen Versorgung das Fahrzeug unlenkbar wird bzw. bei einem zusätzlich integrierten „Brake-by-Wire“-System, ein Bremsversagen möglich wäre.

Trotzdem geht der Entwicklungstrend bei „X-by-Wire“-Systemen in die Richtung auf mechanische Rückfallebenen vollkommen zu verzichten, da eine mechanische Redundanz die Vorteile rein elektronischer Systeme stark reduzieren und die Kosten steigern würde.³

2.2.1. Vorteile des SbW-Systems

Die Vorteile eines „Steer-by-Wire“- Systems sind vielfältig. Zum Beispiel bietet es eine hohe Flexibilität bezüglich der Platzierung des Lenkrades, da es keine mechanischen Komponenten braucht um dieses mit dem Lenkgetriebe zu verbinden. Außerdem kann durch das Wegfallen der Lenkstange, das Verletzungsrisiko bei schweren Auffahrunfällen verringert werden und durch Abschalten dieser elektronischen Verbindung ist es möglich eine weitere Diebstahlsicherung zu implementieren. Des Weiteren ist, als einer der größten Vorteile, die Variation der Systemeigenschaften zu nennen, die allein durch Änderung der steuerungs- und regelungstechnischen Softwareparameter erzielt werden kann. So kann das Lenkverhalten auf Knopfdruck, zum Beispiel an höhere Geschwindigkeiten, wie sie bei Sportwagen auftreten angepasst werden oder auch an die Ansprüche die der Stadtverkehr mit sich bringt. Ebenfalls ist ein automatisches Einparksystem mit dieser Technik leichter zu realisieren.

Ein weiterer Vorteil ist die Entlastung des Fahrers, da nicht mehr die reellen Kräfte der Lenkung auf ihn ausgeübt werden, sondern nur noch die Kraft die ihn der, am Lenkrad befestigte, Motor vorgibt. Diese Kraft kann nun gezielt gesteuert werden. Das kann allerdings auch zu Fehleinschätzungen über die Reaktionen des Fahrzeuges führen. Um dies zu umgehen, ist es möglich die Quereschleunigungen bzw. die Querkräfte, die bei unebenen Fahrbahnen durch Steine oder auch durch Schlaglöcher ausgelöst

³ Vgl. <https://core.informatik.haw-hamburg.de/bib/eigene/s-mcrsl-11.pdf>

2. Grundlagen

werden, mithilfe eines Kraftaufnehmers zu messen und zusätzlich auf das Lenkrad zu übertragen, so dass sie vom Fahrer wahrgenommen werden können.

2.2.2. Nachteile des SbW-Systems

Zu den negativen Aspekten zählen die hohen Sicherheitsanforderungen, die an das System gestellt werden. Auf dieses Thema wird in Abschnitt 2.2.3. allerdings noch genauer eingegangen. Hinzu kommen die unregelmäßigen Wartungsintervalle von Automobilen, welche die Sicherheitsanforderungen noch einmal zusätzlich erhöhen. Ein zweiter Nachteil ist das Fehlen festgelegter Fehlertoleranz- und Fehlerüberwachungsmechanismen, sowie die Regelung geeigneter Testverfahren, um diese festzulegen.

2.2.3. Sicherheit bei SbW-Systemen

Bei allen „X-by-Wire“-Systemen spielt die Sicherheit eine entscheidende Rolle, da ein Ausfall nicht nur verheerende Auswirkungen auf den Fahrer, sondern auch auf die Insassen, auf andere Verkehrsteilnehmer und auf Fußgänger haben könnte. Deshalb ist bei der Entwicklung auf verschiedene rechtliche Rahmenbedingungen zu achten. Vornehmlich darauf, dass ein Fehler nicht zu einer Gefährdung führen darf. Fehler wird dabei, für diesen Fall in der VDI VDE 3542, folgendermaßen definiert:

Nichterfüllung mindestens einer Anforderung an ein erforderliches Merkmal einer Betrachtungseinheit⁴.

Weitere rechtliche Rahmenbedingungen gibt die Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) vor. Aus dieser geht hervor, dass rein elektrische Lenksysteme ohne mechanische Rückfallebene in Europa nicht zulässig sind. Gemäß StV 13/36.25.25.10-06 (zu §38 StVZO) wird in folgenden Paragraphen festgelegt⁵.

§2.2.2.1 vom 13.5.1987 .Lenkanlagen dürfen keine rein elektrischen (...) und keine rein pneumatischen Übertragungseinrichtungen haben.

§2.2.4.2.1. Fremdkraftlenkanlagen sind nur zulässig in Kraftfahrzeugen mit einer bauartbedingten Höchstgeschwindigkeit von nicht mehr als 50 km/h, (...) und wenn (...) zusätzlich zur Energiequelle noch ein weitere Fremdkraftquelle vorhanden ist.⁶

§5.2.1.1.3. (Es) muß (...) eine kontinuierliche, gleichbleibende Abhängigkeit zwischen dem Lenkwinkel der Betätigungseinrichtung und dem Lenkwinkel der Räder bestehen.⁷

⁴ VDI VDE 3542, 1988

⁵ §38 StVZO, Stand 2000

⁶ ECE-R 79 (zu §38 StVZO), Stand 5.12.1994

⁷ EWG 70/311 (92/62) Anhang I, Stand 2.7.1992 (EWG 1999)

2. Grundlagen

§4.1.6. (...) rein elektrische Übertragungseinrichtungen (...) sind so lange verboten, bis die Vorschriften dieser Richtlinie durch spezielle Vorschriften für diese Einrichtungen ergänzt wurden.

Für die Entwicklung solcher Systeme haben sich dennoch einige Richtlinien durchgesetzt. Um den Gefahren eines Totalausfalls entgegenzuwirken, werden die Anlagen für gewöhnlich redundant konstruiert. Dies bedeutet, dass alle sicherheitsrelevanten Komponenten in mehrfacher Ausführung und unabhängig voneinander in das System integriert werden, so dass beim Ausfall einzelner Teile die gesamte Anlage trotzdem handelbar bleibt. Dies gilt nicht nur für die Sensoren und Aktoren, sondern auch für die Spannungsversorgung und die Übertragungsmedien. Im idealen Fall werden zwei oder mehrere Regelkreise in das System implementiert, von dem jeder noch ein zusätzliches, übergeordnetes, separates Steuergerät erhält, welches die Zustände der einzelnen Aktoren und Sensoren überwacht. Dabei sollte jedes Steuergerät über unterschiedlich implementierte Algorithmen verfügen, umso Fehler auf der Softwareebene zu vermeiden. Bei der einfachen Kopie einer Software auf ein anderes Steuergerät derselben Anlage, könnte es sonst passieren, dass ein Fehler in deren Algorithmen mit kopiert wird und so die Sicherheit und die Funktionstüchtigkeit nicht mehr gewährleistet wäre.⁸

2.3. Regelung

Für die in dieser Arbeit behandelte Thematik ist die Regelungstechnik eine entscheidende Disziplin, da der Vergleich von einem Istwert (Lenkwinkel der Räder) und einem Sollwert (Lenkwinkel des Lenkrades) dem klassischen Aufbau eines Regelkreises entspricht.

2.3.1. Regelkreis

Es werden zwei Arten von Regelkreisen unterschieden, Kontinuierliche und Diskrete. In einem diskreten System ändern sich die Variablen nur in bestimmten Zeitintervallen. So wird zu einem Zeitpunkt t_n ein bestimmter Wert gemessen, welcher sich dann erst im nächsten Zeitschnitt t_{n+1} ändert. Die Werte, zwischen diesen beiden Zeitpunkten, werden dabei nicht erfasst. Zukünftige Werte t_{n+m} werden bei diesem System angenommen, indem ein Algorithmus den Systemwert zum Zeitpunkt t_n auswertet und gegeben falls mit älteren Werten t_{n-1}, t_{n-2}, \dots vergleicht.

⁸ Vgl. <http://mediatum.ub.tum.de/doc/601867/document.pdf>

2. Grundlagen

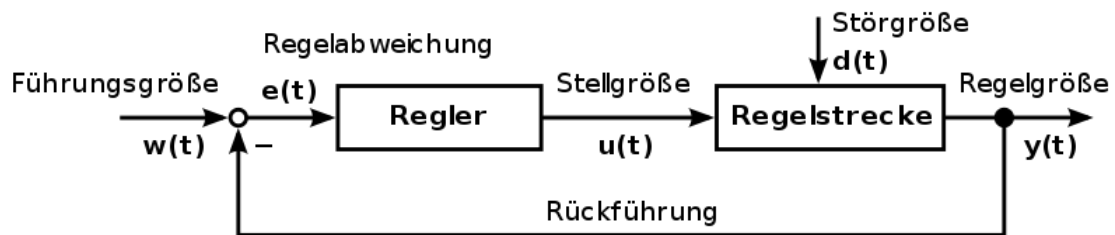


ABBILDUNG 2 KONTINUIERLICHER REGELKREIS⁹

In einem kontinuierlichen System ändern sich die Variablen kontinuierlich. Das heißt, jedem reellen Wert der Zeit t , ist ein Zustand des Systems zugeordnet. Dies ist für gewöhnlich bei analogen Signalen der Fall, bei dem die Spannung als Übertragungsmedium verwendet wird. Bei diskreten Systemen wird die Spannung am Sensor gemessen und als Zahl übermittelt.

Mithilfe von Differentialgleichungen kann bei einem analogen System angegeben werden, wie schnell sich jede Variable bei einem gegebenen Zustand ändert. Dies geschieht, indem die gemessene Regelgröße negativ zurückgeführt wird, was einen Vergleich zwischen Istwert und Sollwert ermöglicht. Die Differenz dieser beiden Werte bildet dann die Regelabweichung $e(t)$. Mithilfe dieses Wertes kann der Regler die dazugehörige Stellgröße $u(t)$ berechnen. Aus der Einwirkung der Störgröße auf die Stellgröße, resultiert dann der Istwert. Eine der wichtigen Größen bei einem solchen System ist die sogenannte Totzeit T_T . Diese gibt die Zeit an, welche von der Änderung am Eingang bis zur Änderung am Ausgang vergeht. Dabei ist zu beachten, dass sich eine lange Totzeit negativ auf das zu regelnde System auswirken würde.

2.3.2. Echtzeit

Unter den Begriff Echtzeit¹⁰ versteht man, dass die Berechnung eines Vorganges bis zu einem bestimmten Zeitpunkt abgeschlossen sein muss und damit das Ende der Berechnung vorhersehbar ist. Dabei ist die Bearbeitungszeit unerheblich, lediglich die Rechtzeitigkeit ist von entscheidender Bedeutung, da die Überschreitung der Rechendauer zu einer Unterbrechung des Programms führen kann oder veraltete Daten weiter verarbeitet werden würden.

⁹ „Einfacher Regelkreis n“ von Loki 66 - [1] by HeinrichKü. Lizenziert unter CC BY-SA 3.0 über Wikimedia Commons - https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Einfacher_Regelkreis_n.svg#/media/File:Einfacher_Regelkreis_n.svg

¹⁰ <https://core.informatik.haw-hamburg.de/bib/eigene/s-mcrsl-11.pdf>

2. Grundlagen

Unterschieden wird die Echtzeit in folgende drei Abstufungen:

- **Harte Echtzeit:** Anhand von Hardwarespezifikationen und Modellrechnungen muss nachgewiesen werden, dass eine beweisbare obere Grenze für die Dauer eines Vorganges angegeben werden kann. Das heißt, dass ein Vorgang in einer bestimmten Zeit abgearbeitet werden muss und diese auch keines falls überschritten werden darf.
- **Weiche Echtzeit:** Bei Systemen mit weicher Echtzeit besteht typischerweise der Anspruch, alle eintreffenden Signale schnell genug abzuarbeiten. Sollte die Berechnungszeit allerdings überschritten werden, wird dies nicht als Versagen des Systems gewertet. Die Zeitanforderung kann bei diesem System daher als Richtlinie angesehen werden.
- **Feste Echtzeit:** Bei der festen Echtzeit sind keinerlei Variationen bei der Reaktionszeit erlaubt. So darf die Dauer der Berechnung eines Vorganges, einen fest vorgegebenen Wert weder über- noch unterschreiten.

3. Anforderungen und Randbedingungen

3. Anforderungen und Randbedingungen

Die Randbedingungen der Allradlenkung werden durch das SEM-Reglement, der bereits vorhanden Fahrzeugstruktur und durch die Planung und Vorgaben des EcoEmotion-Teams bestimmt. Gesetzliche Vorschriften werden dabei nicht berücksichtigt, da wie unter 2.2.3. bereits erläutert Steer-by-Wire nach §2.2.2.1 und §4.1.6. der StVZO im Straßenverkehr nicht zulässig sind und es deshalb keine genauen Richtlinien zu ihnen existieren.

Für einer besseren Übersicht, fast die nachfolgende Tabelle die gegeben Randbedingungen mit den dazu gehörigen Anforderungen und Gegebenheiten, zusammen.

| Randbedingung | Anforderung / Gegebenheit |
|-------------------------|---|
| Wendekreis | Der Wendekreis des Fahrzeuges muss kleiner sein als 6m ¹¹ |
| Verfügbare Bordspannung | Die Spannungsversorgung des Fahrzeuges wird durch eine Reihe von Lithium-Eisenphosphat-Akkumulatoren realisiert, welche jeweils eine Spannung von 3,3 V besitzen und so miteinander verbunden sind, dass sie eine Bordspannung von 48 V liefern. Das gesamte Akkupaket hat dabei eine elektrische Ladung von 20 Amperestunden. Im Fahrzeug bereits integriert, existiert ein Spannungswandler der die vorhandenen 48 V auf 12 V reduziert. |
| Sicherheit | Aus sicherheitstechnischen Gründen werden möglichst viele Komponenten der Anlage redundant ausgeführt. So ist vorgesehen, dass in jedem Encoder zwei Sensoren vorhanden sind und im Antrieb zwei Motoren verbaut werden. Dabei dienen die zweiten Komponenten nicht der Funktion des eigentlichen Systems, sondern sind sekundär und bei den Motoren als Rückfallebene und bei den Sensoren als prüfendes Element vorgesehen. Aus diesen Grund wird der zweite Motor auch keinen Einfluss auf das aufzunehmende Drehmoment haben, da dieser |

¹¹ Shell Eco Marathon 2015 official Rules Chapter I, Article 28

3. Anforderungen und Randbedingungen

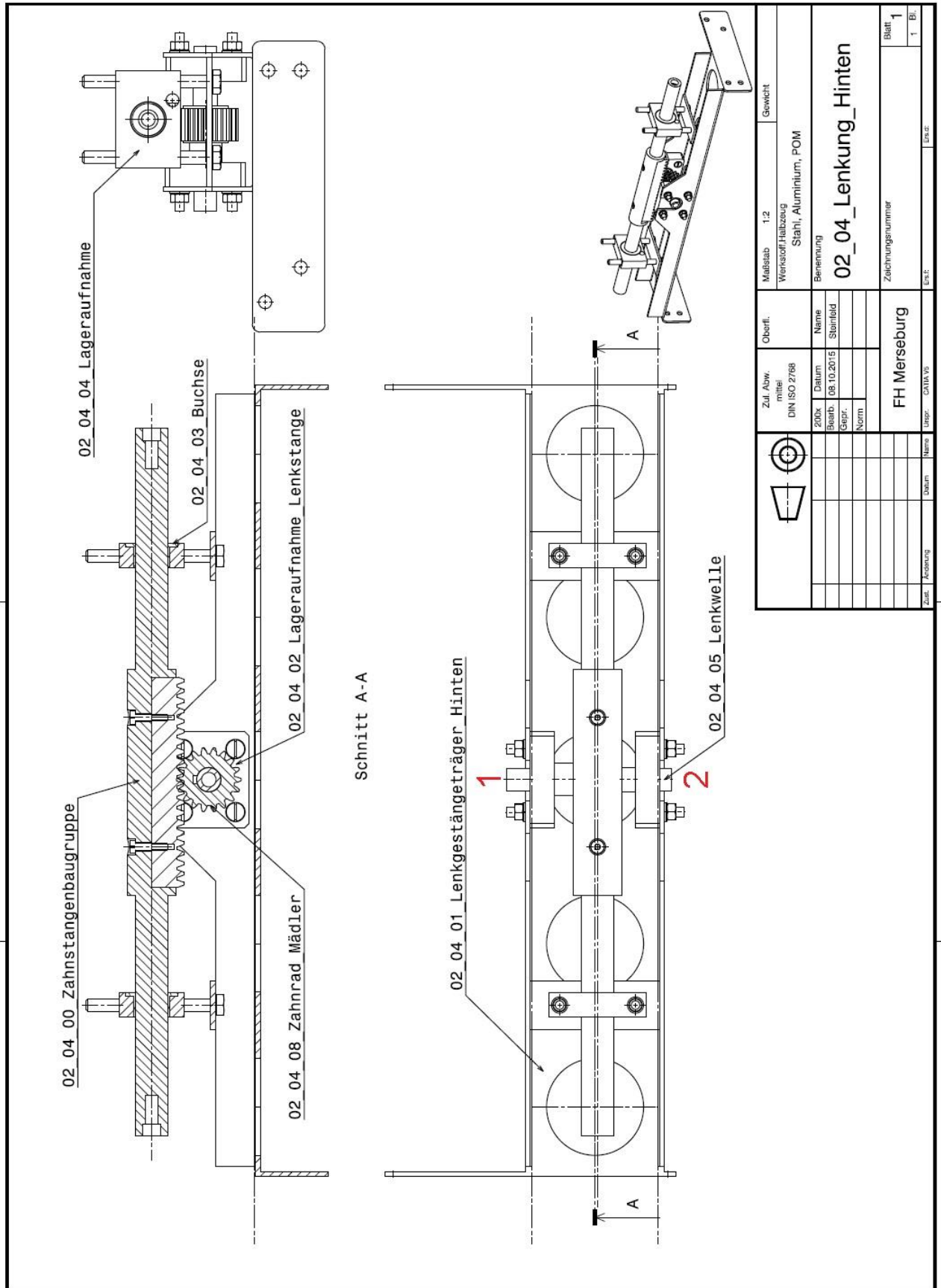
| | |
|-----------------------------|---|
| | stromlos mitgeführt wird und erst bei Ausfall des primären Motors zum Einsatz kommt. |
| Wirkende Kräfte und Momente | Die auf Getriebe und Motor wirkenden Kräfte und Momente müssen, durch den Umbau des Lenkgestänges, neu berechnet werden. |
| Platzbedarf | Der Platzbedarf wird von der bereits bestehen Rahmenstruktur bestimmt. Alle zu konstruieren Teile werden daher, mittels CAD, an die sie umgebenden Konstruktionen angepasst. |
| Ein- und Ausbau | Da ein SdW-System nach den Regeln des SEM-Marathons nicht zulässig ist, wurde aus Gründen der Gewichtersparnis vorgegeben, dass ein schneller und möglichst einfacher Ein- und Ausbau der Anlage möglich sein muss. |
| Reaktionszeit | Die Anlage muss in einem Zeitfenster agieren können, indem der Fahrer keine bewusste Verzögerung zwischen Einschlag des Lenkrades und Reaktion der Lenkung verspürt. |
| Gewicht | Das Gewicht der Anlage ist unerheblich, da es nur zu Präsentationzwecken und Fahrten, die nicht zu den Fahrten des SEM-Maratons zählen, in die Fahrzeugstruktur integriert wird. Davon ausgenommen sind die Steuerungselemente, welche im Fahrzeug verbleiben sollen. |

TABELLE 3 RANDBEDINGUNGEN

Als zusätzliche Randbedingung ist zu erwähnen, dass alle mechanischen Komponenten, der zu entwickelnden Anlage, in ein bereits bestehendes Lenkgetriebe integriert werden. Dieses ist sowohl für die vordere, sowie für die hintere Lenkung identisch konstruiert. Einzige Ausnahme dabei ist der Lenkgestängeträger, auf dem das eigentliche Getriebe sitzt. Auf der Abbildung 3 ist diese Konstruktion als technische Zeichnung dargestellt. Die dort markierten Punkte 1 und 2 zeigen die Positionen an, welche als Anschluss der entsprechenden Komponenten zur Verfügung stehen. Zu diesen Komponenten zählen das Getriebe, welches die Verbindung zwischen Motor und Lenkung darstellt und die beiden Encoder, welche an der vorderen und hinteren Lenkwelle die jeweilige Winkelstellung erfassen.

Eventuell wird eine Überarbeitung der hinteren Lenkwelle erforderlich sein, da der Anschlussbereich an beiden Enden sehr minimal gehalten ist, was einer optimalen Kraftübertragung hinderlich sein könnte.

3. Anforderungen und Randbedingungen



| | | | |
|----------------------------------|---------------|----------------------|---------|
| Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768 | Zufl. Oberfl. | Maßstab 1:2 | Gewicht |
| | | | |
| 200x | Datum | Benennung | |
| Bearb. | 08.10.2015 | 02_04_Lenkung_Hinten | |
| Gepr. | Norm | Zeilchungsnummer | |
| FH Merseburg | | Blatt 1 | |
| Zust. Änderung | Datum | 1 Bl. | |
| Name | Titel | Ersz. | |
| Zust. CATW/VS | | Ersz. | |

ABBILDUNG 3 TECHNISCHE ZEICHNUNG LENKUNG

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

4.1. Darstellung der Problematik des Lenktriebeeinbaus, mit entsprechenden Lösungsansatz

Als erster Schritt ist eine Umstrukturierung der Lenkung nötig, da diese in ihrer geplanten Form keine Verwendung finden kann. Nachfolgende Abbildungen und Erklärungen sollen dieses näher veranschaulichen.

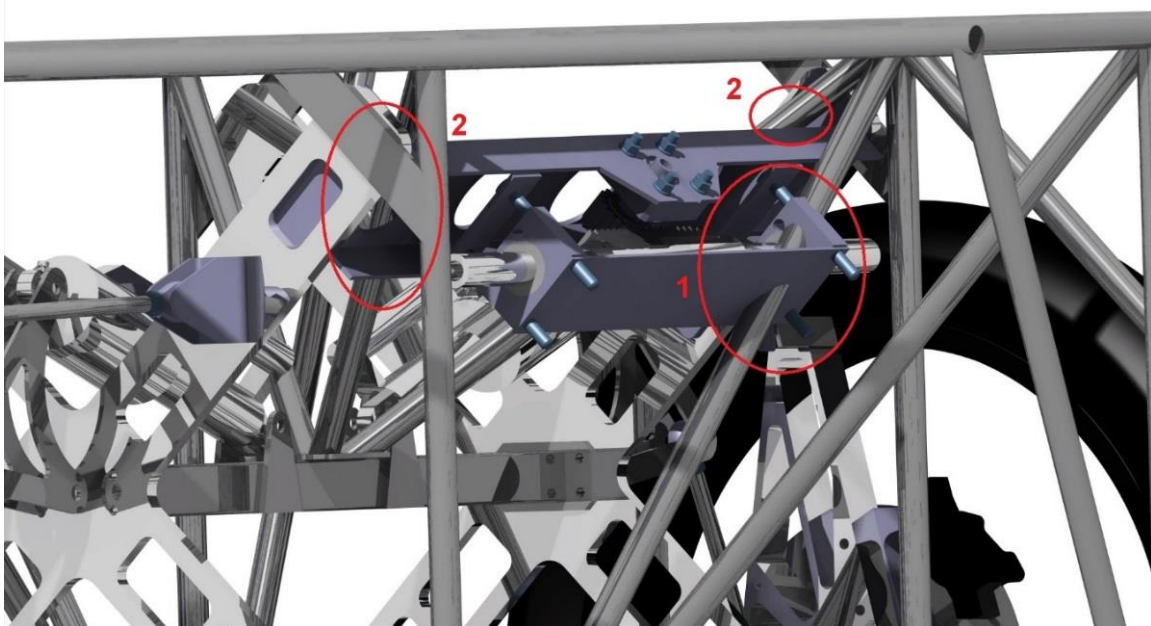


ABBILDUNG 4 DARSTELLUNG DER EINBAUPROBLEMATIK DES LENKGETRIEBES

Wie an der markierten Stelle 1 der Abbildung 4 zu sehen ist, würde bei dem geplanten Einbau die Lenkung und der Rahmen kollidieren. Außerdem wäre der Einbau der zum Spurhebel führenden Spurstange, wie die Markierung 3 auf der Abbildung 5 zeigt, nicht möglich. Da am Rahmen keine baulichen Veränderungen durchgeführt werden dürfen, muss die Position des Lenktriebes verändert werden. Eine zunächst geplante Verschiebung entlang des, auf der Abbildung 5, eingezeichneten schwarzen Pfeils musste ebenfalls verworfen werden, da der Bauraum auch in dieser Richtung, wie die Markierungen 2 auf der Abbildung 4 zeigen, durch den Rahmen begrenzt ist. Deshalb wurde entschieden, das Lenkgestänge entlang des, auf Abbildung 5, dargestellten roten Pfeils, neu zu positionieren.

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

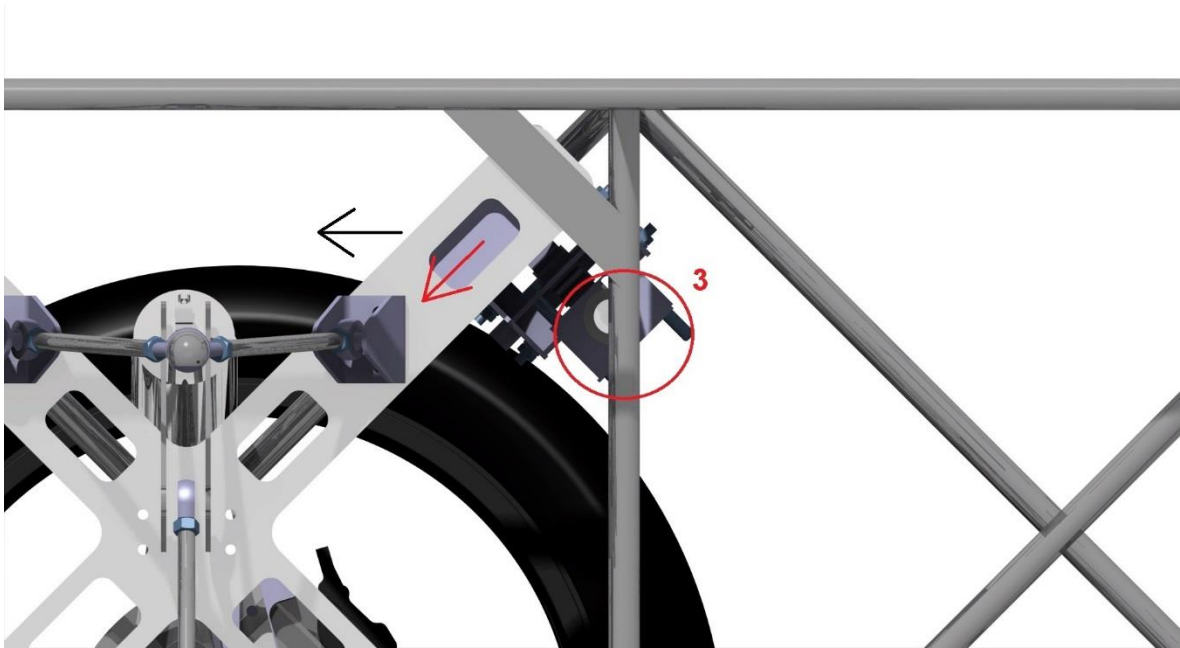


ABBILDUNG 5 DARSTELLUNG MÖGLICHER VERSCHIEBUNG DES LENKGETRIEBES

Um die Kollision, welche auf der Abbildung 4, Markierung 1 dargestellt ist, zu umgehen, hat sich mittels Simulation in dem CAD-Programm Catia V5 ein horizontaler, sowie vertikaler Versatz von 40,1 mm als ideal herausgestellt, da in diesen Bereich keinerlei Kollisionsgefahr mit den Komponenten in der unmittelbaren Umgebung besteht. Die neue Position wurde im Vergleich zu der alten Position auf der Abbildung 6 dargestellt.

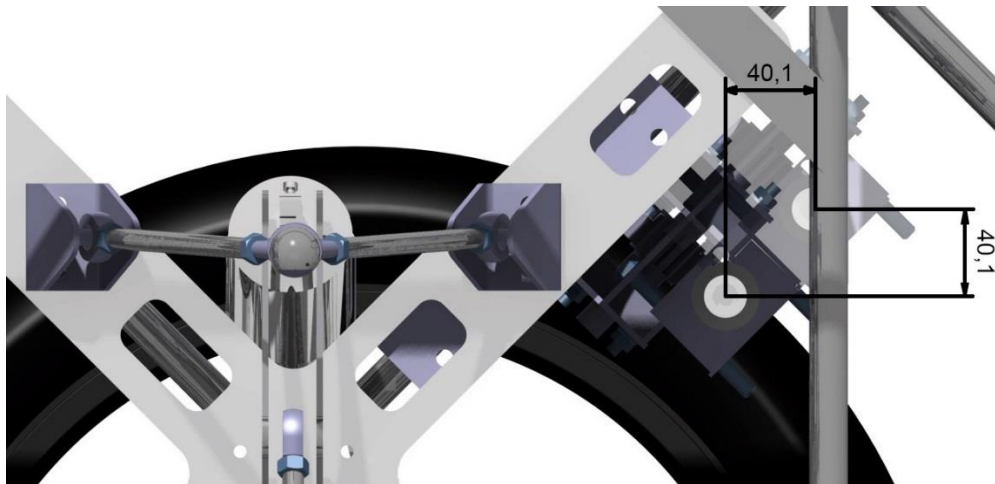


ABBILDUNG 6 DARSTELLUNG DES LENKGETRIEBEVERSATZES

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

4.2. Anpassung der Spurhebel zu den Querlenkern

Die Spurstange und der oberer Querlenker des Fahrwerks verliefen in der ursprünglich geplanten Version parallel. Um den nun auftretenden vertikalen Versatz auszugleichen, muss der Anschlusspunkt der Spurstange am Spurhebel ebenfalls, in der auf Abbildung 7 und 8 dargestellten Ebene, versetzt werden. Dieser Versatz wurde, wie die Verschiebung des Lenkgestänges im Abschnitt 4.1., mithilfe des CAD-Programms Catia V5 simuliert.

Dabei war zu beachten, dass die dabei betrachtete Spurstange nur eine Projektion der eigentlichen Spurstange darstellt. Zur Ermittlung einer idealen Länge der projizierten Spurstange, wurde ein maximaler Einschlag von 15° bzw. einen minimalen Einschlag von $7,27^\circ$ des unteren Querlenkers angenommen. Reale Werte konnten vom Fahrzeug nicht abgenommen werden, da die finale Einstellung des Fahrwerks noch aussteht.

Als Orientierungswert wurde der Abstand zwischen oberem Querlenker und dem Anschlusspunkt der Spurstange gewählt und neben den Winkeln, als einziger veränderlicher Wert, in das computergenerierte Modell integriert. Bei der Simulation mit verschiedenen Spurstangenlängen stellten sich dabei die Länge von 196,25 mm und ein Versatz von 44,1 mm als ideal heraus, da bei diesen Werten keine Größenveränderungen des Versatzes zwischen Querlenker und dem Anschlusspunkt der Spurstange, im technisch relevanten Bereich, auftreten. Dieses wird noch einmal auf den Abbildungen 7 und 8 näher dargestellt.

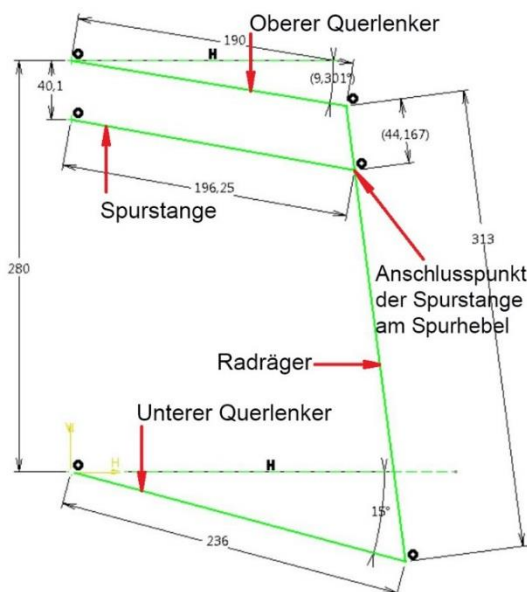


ABBILDUNG 7 SIMULATION DES FAHRWERKES MIT EINEN EINSCHLAG VON 15°

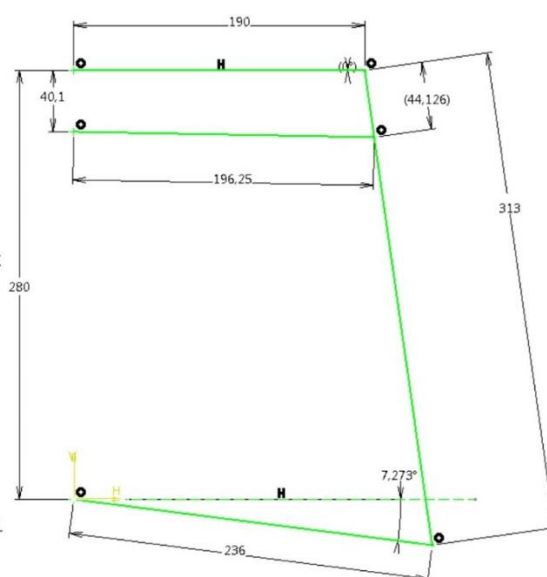


ABBILDUNG 8 SIMULATION DES FAHRWERKES MIT EINEN EINSCHLAG VON $7,27^\circ$

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

4.3. Anpassung des Spurhebels mithilfe der Ackermannbedingung

Jede Lenkbewegung während der Fahrt zwingt das Fahrzeug, bei konstantem Lenkeinschlag (Lenkwinkel $\neq 0^\circ$), auf eine Kreisbahn. Durch die Spurbreite des Fahrzeuges ergeben sich, für das innere und das äußere Rad, dabei verschiedene Radien des resultierenden Wendekreises. Aus dieser Erkenntnis folgt, dass sowohl das Innen- sowie das Außenrad, verschieden stark eingeschlagen werden müssen. Dadurch ergibt sich ein Differenzwinkel δ zwischen ihnen. Den Verlauf des Lenkdifferenzwinkels, über den Einschlagwinkel des Innenrades, in idealer Weise aufgetragen, ergibt die sogenannte Sollkurve nach Ackermann, auch Ackermannbedingung genannt¹².

Die Annäherung der realen Geometrie, an die theoretisch errechnete Sollkurve, bestimmt die Verhältnisse der Längen der Zahnstange, der Spurstangen und der Spurhebel zueinander, sowie den Abstand der Zahnstange von der Lenkachse.

Die Formel für die Berechnung der Sollkurve nach Ackermann lautet:

$$\hat{\alpha}_{innen} = \arctan\left(\frac{\text{Achsabstand} \cdot \tan \hat{\alpha}_{au\beta en}}{\text{Achsabstand} - \text{Spurbreite} \cdot \tan \hat{\alpha}_{au\beta en}}\right) \quad (1)$$

Achsabstand = 2m; Spurbreite = 1,2m

Zur Berechnung des Ist-Innenwinkels am Fahrzeug wurde ebenfalls eine Simulation mit dem CAD-Programm Catia V5 angelegt. In dieser wurde das, im vorherigen Abschnitt ermittelte, Maß der projizierten Spurstange von 196,25mm (rot Markiert auf Abbildung 9) für die Spurstange übernommen und die Länge der realen Spurstange, bei einem Lenkeinschlag von 0° mit rund 214mm, ermittelt.

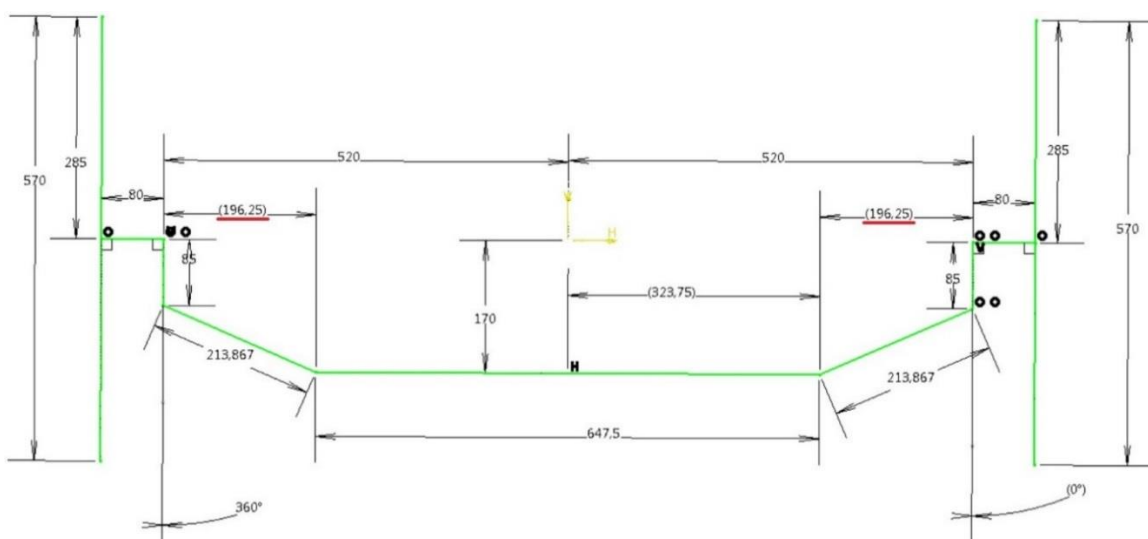


ABBILDUNG 9 LENKKINEMATIK IM RUHEZUSTAND

¹² Vgl. Pfeffer, Harrer: Lenkungshandbuch, S. 56

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

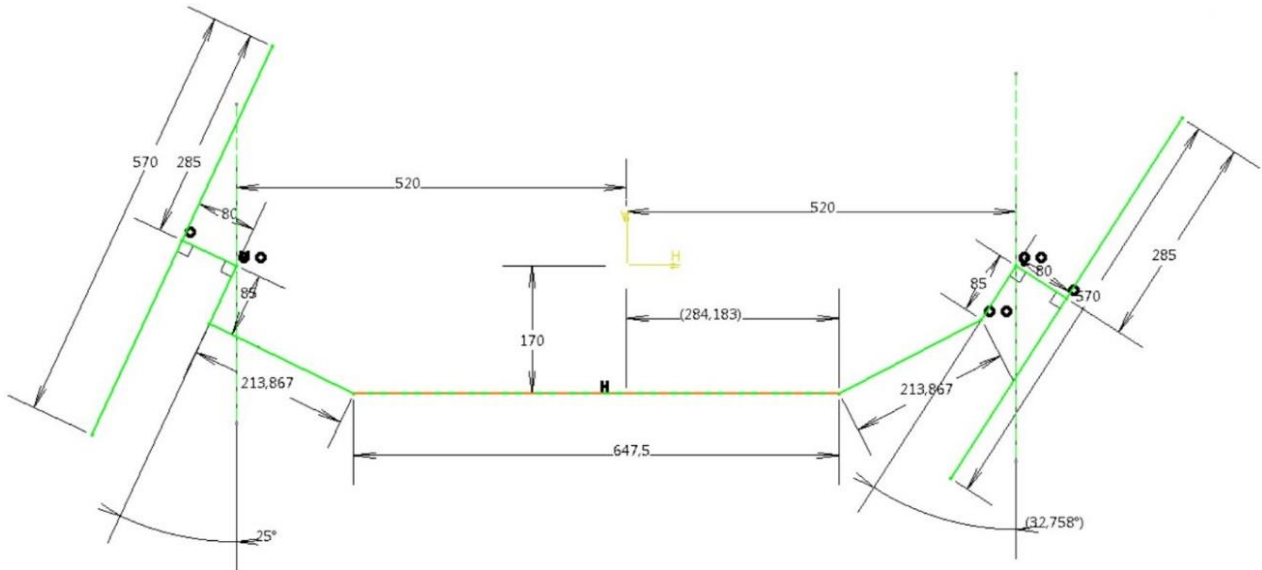


ABBILDUNG 10 LENKKINEMATIK IM EINGESCHLAGENEN ZUSTAND

Die Simulation erfolgte nun, durch schrittweises Einlenken, in Schritten von jeweils 2,5°. Wie auf der Abbildung 10 zu erkennen ist, kann man so zum Beispiel bei einem Außenwinkel von 25°, den Innenwinkel 32,758° ablesen. Auf diese Weise wurden die erforderlichen Ist-Werte ermittelt und, zusammen mit den dazugehörigen Differenzwinkeln, tabellarisiert.

Der Differenzwinkel δ berechnet sich dabei folgendermaßen:

$$\delta = \hat{\alpha}_{innen} - \hat{\alpha}_{außen} \quad (2)$$

| Lenkwinkel außen [°] | Differenzwinkel δ laut Simulation [°] | Lenkwinkel innen laut Simulation [°] | Differenzwinkel δ nach Ackermann [°] | Lenkwinkel innen nach Ackermann [°] |
|----------------------|--|--------------------------------------|---|-------------------------------------|
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 2,5 | 0,048 | 2,548 | 0,067 | 2,567 |
| 5 | 0,198 | 5,198 | 0,275 | 5,275 |
| 7,5 | 0,458 | 7,958 | 0,635 | 8,135 |
| 10 | 0,842 | 10,842 | 1,155 | 11,155 |
| 12,5 | 1,369 | 13,869 | 1,843 | 14,343 |
| 15 | 2,065 | 17,065 | 2,7 | 17,7 |
| 17,5 | 2,968 | 20,468 | 3,749 | 21,249 |
| 20 | 4,14 | 24,14 | 4,969 | 24,969 |
| 22,5 | 5,676 | 28,176 | 6,364 | 28,864 |
| 25 | 7,758 | 32,758 | 7,921 | 32,921 |

TABELLE 4 LENKWINKELVERGLEICH UND DIFFERENZWINKEL

4. Umkonstruktion des bestehenden Lenkgestänges

Mit den in der Tabelle 4 dargestellten Werten, ist es nun möglich das Diagramm 1 zu erstellen. In diesem ist die berechnete Sollkurve nach Ackermann dargestellt und wird mit einer Ist-Kurve, die sich aus den Werten der Simulation ergab, verglichen.

Da lediglich die mittlere Spurstange und die Lenkhebel veränderlich sind, wurden diese soweit angepasst, dass sich die Ist-Kurve des Differenzwinkels, über die verschiedenen Lenkeinschläge, der Sollkurve so weit wie möglich annähert. Dabei hat sich das Maß von 85mm, für die beiden Spurhebel, als Ideal herausgestellt. Die Längen der Spurstangen wurden, mit 214mm, als unveränderlich angenommen und das Mittelstück des Lenkgetriebes, resultierend daraus, auf 647,5mm festgelegt. Die finalen Werte sind bereits auf den Abbildungen 9 und 10 eingetragen.

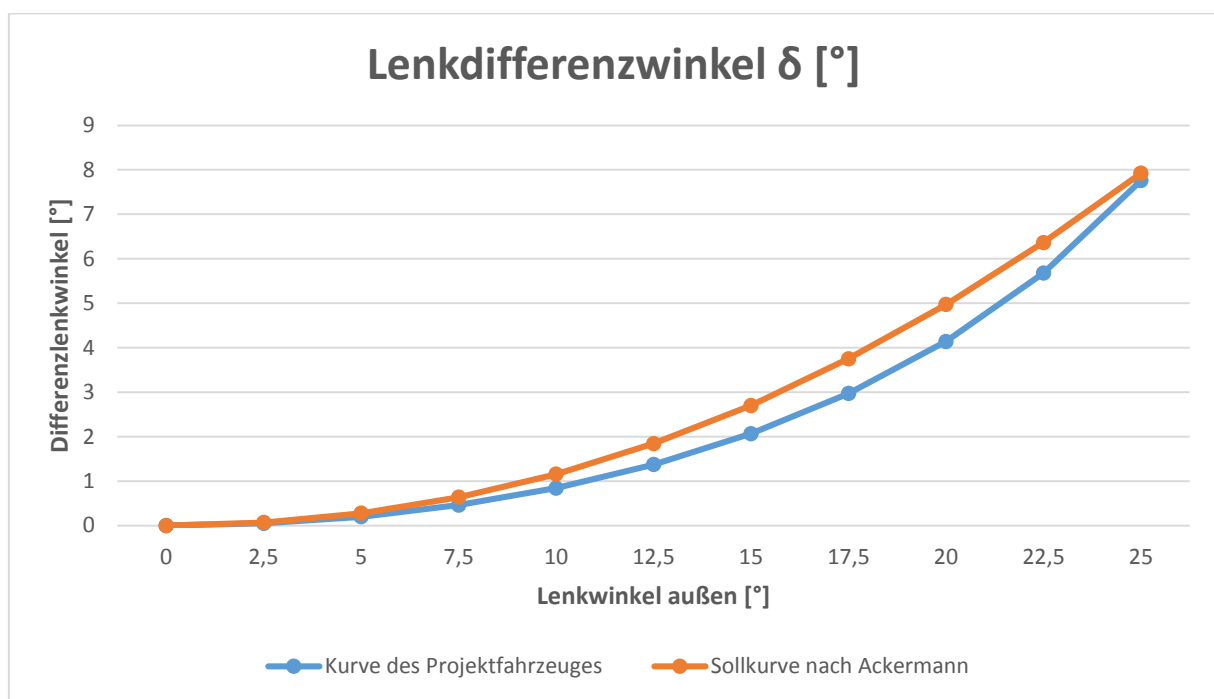


DIAGRAMM 1

5. Berechnung der Lenkkräfte

5. Berechnung der Lenkkräfte

Zur Berechnung des am Lenkgetriebe anzulegenden Lastmoments, welches ein Motor aufbringen muss um die Lenkung betreiben zu können, ist es zunächst wichtig die wirkenden Lenkkräfte auf das Lenkgestänge zu bestimmen. Dazu ist es im ersten Schritt nötig, die an den Rädern wirkenden Kräfte zu ermitteln, um anschließend alle benötigten Lenkkräfte berechnen zu können.

5.1. Berechnung der Radkräfte

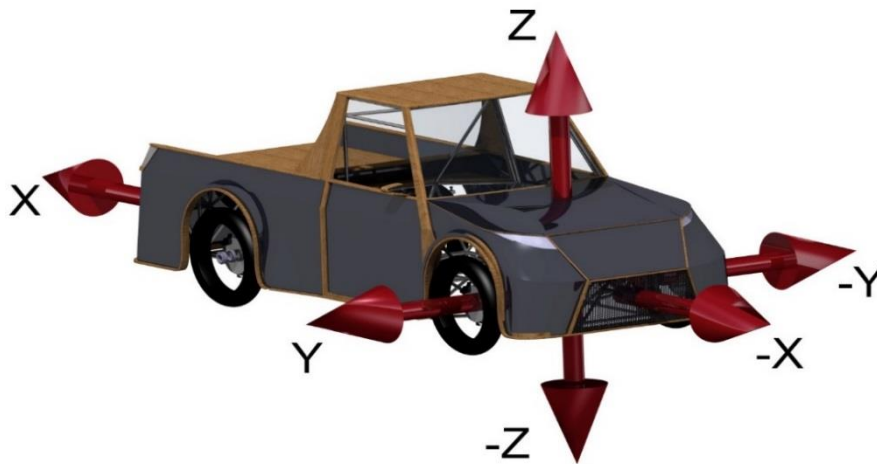


ABBILDUNG 11 FAHRZEUGKOORDINATEN

Zur Ermittlung aller Radkräfte¹³ werden zunächst die, durch das Fahrzeuggewicht und die Zuladung, wirkenden Achskräfte in z-Richtung berechnet, welche anschließend noch mit der jeweiligen, angenommenen Lastverteilung multipliziert werden. Hierzu wird die Formel 3 verwendet.

$$F = m \cdot a \quad (3)$$

M ...Masse [kg] ; a ...Beschleunigung [m/s^2] = g ...Erdbeschleunigung [m/s^2]

Die für die Berechnung benötigte Gesamtmasse m , setzt sich dabei aus der im SEM-Reglement stehenden Obergrenze von 200kg für das Fahrzeug und der vom Team geforderten 200kg betragenden Zusatzlast zusammen.

$$F_{z \text{ Vorderachse}} = 400 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,4 = 1569,6 \text{ N}$$

$$F_{z \text{ Hinterachse}} = 400 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,6 = 2354,4 \text{ N}$$

¹³ Vgl. Reimpell/Betzler, Fahrwerktechnik: Grundlagen, S.397ff

5. Berechnung der Lenkkräfte

Zur Ermittlung der einzelnen Radkräfte, werden die errechneten Werte halbiert.

$$F_{z \text{ Vorderrad}} = \frac{F_{z \text{ VA}}}{2} = \frac{1962}{2} \text{ N} = 981 \text{ N} \approx 100 \text{ kg}$$

$$F_{z \text{ Hinterrad}} = \frac{F_{z \text{ HA}}}{2} \text{ N} = \frac{2943}{2} \text{ N} = 1471,5 \text{ N} \approx 150 \text{ kg}$$

Die so ermittelten Kräfte sind rein statisch und resultieren allein aus der Gesamtmasse des Fahrzeuges. Im nächsten Schritt werden die dynamischen Kräfte ermittelt, die bei einer Verzögerung auftreten. Es lässt sich dabei sagen, dass während einer Verzögerung die Bremskraft am Reifenauflandpunkt angreift, die Trägheitskraft jedoch als gleich große Gegenkraft am Fahrzeugschwerpunkt wirkt. Hierdurch wird ein Moment um die Fahrzeugquerachse erzeugt. Deshalb kommt es zu einer Verlagerung der Gesamtmasse in Fahrtrichtung, was wiederum zu einer Erhöhung der vorderen Achslast führt und gleichzeitig zu einer Entlastung der hinteren Achse. Sichtbar wird dieser Zustand, wenn ein bremsendes Auto vorn einnickt. Beschrieben wird dieses Verhalten durch die Formel 4.

$$\Delta F_{z \text{ Brems}} = \frac{\mu \cdot m \cdot g \cdot h_s}{l} \quad (4)$$

μ ...Reibungskoeffizient(trockener Asphalt/Gummi = 0,9) [-]; m ...Gesamtmasse [kg]; g ...Erdbeschleunigung [m/s^2]; h_s ...Schwerpunkthöhe [m]; l ...Achsabstand [m]

$$\Delta F_{z \text{ Brems}} = \frac{0,9 \cdot 400 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,4 \text{ m}}{2,0 \text{ m}} = 706,32 \text{ N}$$

Die so ermittelte Gewichtsänderung wirkt bei einer Verzögerung auf der Vorderachse positiv und auf der Hinterachse negativ. Hieraus ergeben sich nun die dynamisch wirkenden Achskräfte in z-Richtung. Diese wiederum halbiert, ergeben die Radkräfte.

$$F_{z \text{ brems Vorderachse}} = F_{z \text{ VA}} + \Delta F_{z \text{ Brems}} = 1569,6 \text{ N} + 706,32 \text{ N} = 2275,92 \text{ N}$$

$$F_{z \text{ brems Vorderrad}} = \frac{F_{z \text{ brems Vorderachse}}}{2} = 1137,96 \text{ N}$$

$$F_{z \text{ brems Hinterachse}} = F_{z \text{ HA}} - \Delta F_{z \text{ Brems}} = 2234,68 \text{ N} - 706,32 \text{ N} = 1528,36 \text{ N}$$

$$F_{z \text{ brems Hinterrad}} = \frac{F_{z \text{ brems Hinterachse}}}{2} = 764,18 \text{ N}$$

Mithilfe dieser, in z- Richtung wirkenden, Kräfte ist es nun möglich, mit der Formel 5, die in Fahrtrichtung wirkenden Reibkräfte entlang der x-Achse zu ermitteln.

$$F_R = F_N \cdot \mu \quad (5)$$

F_R ...Reibkraft [N]; F_N ...Normalkraft [N]; μ ...Reibungskoeffizient [-]

5. Berechnung der Lenkkräfte

$$F_{x \text{ brems Vorderachse}} = F_{z \text{ brems Vorderachse}} \cdot \mu = 2432,88 \text{ N} \cdot 0,9 = 2189,59 \text{ N}$$

$$F_{x \text{ brems Vorderrad}} = \frac{F_{x \text{ brems Vorderachse}}}{2} = 1094,8 \text{ N}$$

$$F_{x \text{ brems Hinterachse}} = F_{z \text{ brems Hinterachse}} \cdot \mu = 1648 \text{ N} \cdot 0,9 = 1483,2 \text{ N}$$

$$F_{x \text{ brems Hinterrad}} = \frac{F_{x \text{ brems Hinterachse}}}{2} = 741,6 \text{ N}$$

In Kurvenfahrten müssen die, durch den Richtungswechsel, auftretenden Fliehkräfte berücksichtigt werden. Die Kräfte wirken entlang der y-Achse und werden mit der Formel 6 ermittelt. Dazu wird für die Geschwindigkeit v , die geplante maximale Geschwindigkeit des Fahrzeuges von 40 km/h angenommen. Dies entspricht, in SI-Einheiten ausgedrückt, 11m/s. Der maximale Kurvenradius r ist zudem, laut des SEM Reglements, mit 6m vorgegeben.

$$F_{Y \text{ Kurve}} = m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \frac{l_{sV/H}}{l} \quad (6)$$

m ...Gesamtmasse [kg]; v ...Geschwindigkeit [m/s]; r ...Kurvenradius [m];

l_{sV} ...Abstand Vorderachse-Schwerpunkt [m]; l_{sH} ...Abstand Hinterachse-Schwerpunkt [m]; l ...Achsabstand [m]

$$F_{Y \text{ Kurve Vorderachse}} = m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \frac{l_{sV}}{l} = 400 \text{ kg} \cdot \frac{\left(\frac{11\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{6 \text{ m}} \cdot \frac{0,4 \cdot 2 \text{ m}}{2 \text{ m}} = 3226,6 \text{ N}$$

$$F_{Y \text{ Kurve Vorderrad}} = \frac{F_{Y \text{ Kurve Vorderachse}}}{2} = 1613,3 \text{ N}$$

$$F_{Y \text{ Kurve Hinterachse}} = m \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \frac{l_{sH}}{l} = 400 \text{ kg} \cdot \frac{\left(\frac{11\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{6 \text{ m}} \cdot \frac{0,6 \cdot 2 \text{ m}}{2 \text{ m}} = 4840 \text{ N}$$

$$F_{Y \text{ Kurve Hinterrad}} = \frac{F_{Y \text{ Kurve Hinterachse}}}{2} = 2420 \text{ N}$$

Da es in den einzelnen Koordinatenrichtungen, zum Beispiel durch Schlaglöcher oder anderen Fahrbahnunebenheiten hervorgerufene, besondere Lastfälle gibt, werden die Kräfte mit einem Lastfallfaktor beaufschlagt. Dieser sorgt dafür, dass die Lenkung auch unter „ungünstigen Umweltbedingungen“ funktionstüchtig bleibt. Die Radkräfte, welche in den einzelnen Koordinatenrichtungen wirken, sind noch einmal in der Tabelle 5 zusammengefasst.

| Richtung | Lastfaktor | Rad vorn | Rad vorn*Lastfaktor | Rad hinten | Rad hinten*Lastfaktor |
|----------|------------|-----------|---------------------|------------|-----------------------|
| X | 1,5 | 1094,8 N | 1642,2 N | 741,6 N | 1112,4 N |
| Y | 1,5 | 1613,3 N | 2419,95 N | 2420 N | 3630 N |
| Z | 1,5 | 1216,44 N | 1824,66 N | 824,04 N | 1236,06 N |

TABELLE 5 LENKKRÄFTE MIT ENTSPRECHENDEN LASTFAKTOREN

5. Berechnung der Lenkkräfte

5.2. Berechnung der Lenkkräfte

Zur Berechnung der Lenkkräfte¹⁴ ist es zunächst wichtig, das System der im Projektfahrzeug verwendeten Achsschenkelenkung zu betrachten. Bei diesem gibt es

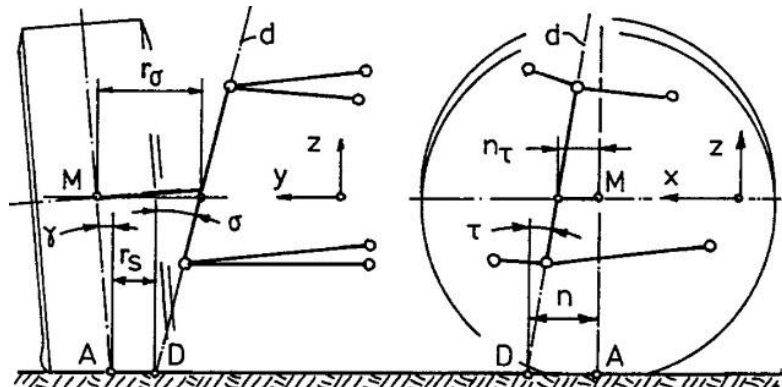


ABBILDUNG 12 DEFINITION DER LENKUNGS-KENNGRÖßEN BEI „FESTER“ SPREIZACHSE

laut Definition bestimmte Kenngrößen, welche sich an der Lenkachse oder auch Spreizachse d orientieren und im Allgemeinen, gegenüber der z -Achse, geneigt angeordnet sind. Diese Definitionen gelten auch bei Lenkeinschlag und werden

daher im Querschnitt bzw. in der Seitenansicht des Fahrzeuges gemessen. Es handelt sich zwar nicht um die wahren Winkel und Abstände, da sämtliche Werte parallel zur Fahrbahn bzw. zur festen Fahrzeugebene gemessen und definiert werden. Diese Parameter stellen die physikalischen Vorgänge der Lenkübersetzung jedoch korrekt dar und eignen sich zudem besser für die später nötigen Vektorenrechnungen. Die für die Berechnung zu messenden Werte sind der Lenkrollradius r_s und die Nachlaufstrecke n . Der Letztgenannte ergibt sich allerdings nicht, wie auf der Abbildung 12 dargestellt, durch die Drehung der Speizachse d um den Winkel τ , sondern wie auf der Abbildung 13 zu sehen ist, durch die Verschiebung der Radaufnahme parallel zur z -Achse. Aus diesem Grund ergibt sich trotz eines Wertes von 0° für den Winkel τ , ein Nachlauf n von 30mm. Die am Fahrzeug abgenommenen Werte sind in der Tabelle 6 zusammengefasst.

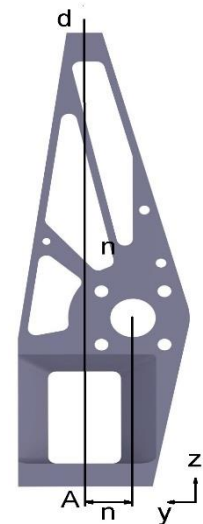


ABBILDUNG 13 RADTRÄGER

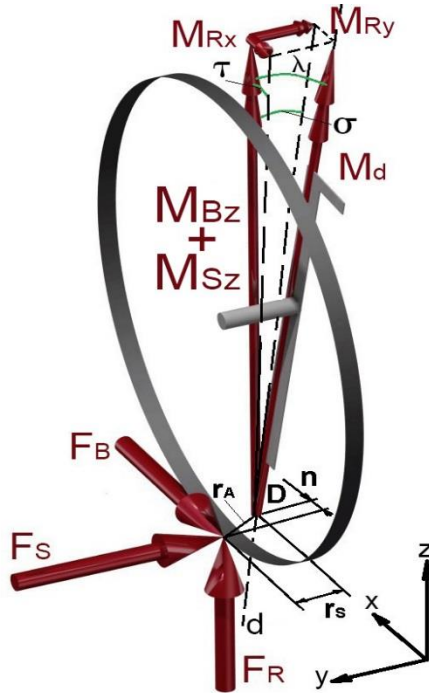
| Parameter | Messwert |
|-----------|----------|
| r_s | 50mm |
| n | 30mm |

TABELLE 6 LENKPARAMETER MIT ENTSPRECHENDEN MESSWERTEN

¹⁴ Radführung der Straßenfahrzeuge, Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion, Matschinsky,w., Springerverlag

5. Berechnung der Lenkkräfte

Im nächsten Schritt, ist es nun möglich das Drehmoment M_d , welches um die Spreizachse d wirkt, zu ermitteln. Dieses ist nötig, da dasselbe Moment auch auf den Lenkhebel wirkt und so die Kraft bestimmt, welche an der Lenkstange und somit auch an das Lenkgetriebe angreift.



Zur Bestimmung des Moments M_d ist es zunächst nötig alle Momente, Kräfte und Hebelarme um die z-Achse zu definieren und zu errechnen. Die dabei zu betrachtenden Kräfte wären:

- die Bremskraft F_B
- die Seitenkraft F_S
- die Radaufstandskraft F_R

In ihre Komponenten entlang der Koordinatenachsen aufgeteilt, ergeben sich folgende Beziehungen zu den zuvor errechneten Radkräften:

ABBILDUNG 14 AM RADTRÄGER WIRKENDE KRÄFTE UND MOMENTE

$$\begin{array}{lll}
 F_{Bx} = -F_B = -F_x = -1112,4 \text{ N} & F_{Sy} = -F_S = -F_y = -3630 \text{ N} & F_{Rz} = F_R = F_z = 1236,06 \text{ N} \\
 F_{By} = F_{Bz} = 0 \text{ N} & F_{Sx} = F_{Sz} = 0 \text{ N} & F_{Rx} = F_{Ry} = 0 \text{ N}
 \end{array}$$

Diese Kräfte, die im Radaufstandspunkt angreifen, müssen nun in Beziehung zur Spreizachse d gebracht werden. Dazu wird der Abstand r_A in folgende Komponenten aufteilt:

$$r_{Ax} = -n = -30\text{mm}; \quad r_{Ay} = r_s = 50\text{mm}; \quad r_{Az} = 0$$

Für die Länge r_A ergibt sich daraus die Beziehung:

$$r_A = \sqrt{r_s^2 + n^2} \tag{7}$$

$$r_A = \sqrt{(50\text{mm})^2 + (30\text{mm})^2} = 58,31\text{mm}$$

Berechnet werden nun die wirkenden Momente im Punkt D . Damit ergibt sich r_{Ax} als Hebelarm für die Seitenkraft F_S und r_{Ay} als Hebelarm für die Bremskraft F_B . In Vektoren ausgedrückt:

$$\vec{M}_B = r_A \times F_B$$

$$\vec{M}_S = r_A \times F_S$$

$$M_{Bx} = r_{Az} * F_{By} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Sx} = r_{Ay} * F_{Sz} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{By} = r_{Ax} * F_{Bz} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Sy} = r_{Az} * F_{Sx} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Bz} = r_{Ay} * F_{Bx} = -0,05\text{m} * -1112,4\text{N} = 55,62\text{Nm}$$

$$M_{Sz} = r_{Ax} * F_{Sy} = -0,03\text{m} * -3630\text{N} = 108,9\text{Nm}$$

5. Berechnung der Lenkkräfte

Um das benötigte Moment M_d zu ermitteln, ist eine zusätzliche Betrachtung der Kraft F_R erforderlich. Diese verursacht, wie auf der Abbildung 14 grafisch dargestellt, zwei weitere Momente. Eines um die x und eines um die z-Achse.

Diese ergeben einen weiteren Vektor \vec{M}_R :

$$\vec{M}_R = r_A \times F_R$$

$$M_{Rx} = r_{Ay} * F_R = 0,05m * 1236,06N = 61,8Nm$$

$$M_{Ry} = r_{Ax} * F_R = 0,03m * 1236,06N = 37,1Nm$$

$$M_{Rz} = r_{Az} * F_R = 0$$

Der Vektor \vec{M}_d errechnet sich nun durch die Addition der Vektoren \vec{M}_B , \vec{M}_S und \vec{M}_R .

$$\vec{M}_d = \vec{M}_B + \vec{M}_S + \vec{M}_R = \begin{pmatrix} 0 Nm \\ 0 Nm \\ 55,62Nm \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 Nm \\ 0 Nm \\ 108,9Nm \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 61,8Nm \\ 37,1Nm \\ 0Nm \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 61,8Nm \\ 37,1Nm \\ 164,52Nm \end{pmatrix}$$

Zum Berechnen des Betrags des Vektors \vec{M}_d wird die Formel 8 verwendet.

$$|\vec{a}| = a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (8)$$

Dies führt zum Ergebnis von:

$$|\vec{M}_d| = M_d = \sqrt{M_{dx}^2 + M_{dy}^2 + M_{dz}^2} = \sqrt{61,8^2 Nm^2 + 37,1^2 Nm^2 + 164,52^2 Nm^2} = 179,62Nm$$

Um die, auf das Lenkgetriebe wirkende, Kraft F_L zu ermitteln, wird nun das Moment M_d durch die Länge des, unter Abschnitt 4.3. ermittelten Spurhebels, geteilt.

$$F_L = \frac{M_d}{\text{Länge des Spurhebels}} = \frac{179,62Nm}{0,085m} = 2113,15N$$

Da die Kraft F_L zu gleichen Teilen auf das Lenkgestänge übertragen wird, kann nun das, für die Auswahl des Motors entscheidende, Lastmoment M_L errechnet werden. Als Hebelarm für die Berechnung dient der, auf Abbildung 15 dargestellte, mittlere Radius r_z , des im Lenkgetriebe bereits integrierten Zahnrades.

$$M_L = F_L * r_z = 2113,15N * 0,018m = 38,04Nm$$

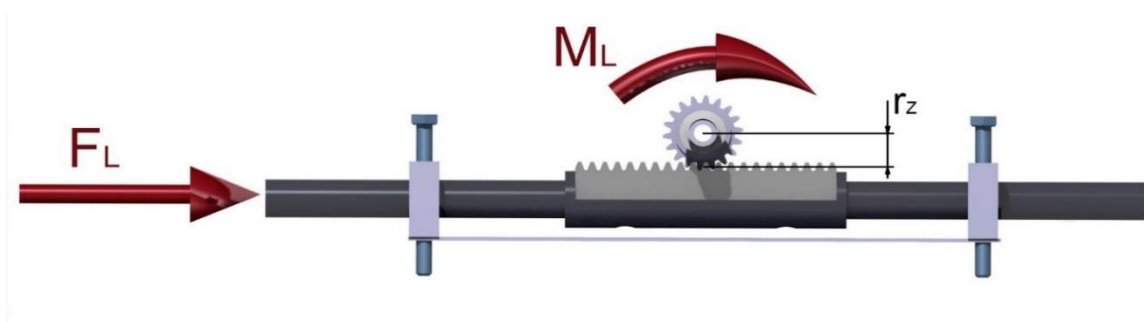


ABBILDUNG 15 KRAFT UND LASTMOMENT AM LENKGESTÄNGE

6. Ermittlung der Reaktionszeit und der minimalen Drehzahl

6. Ermittlung der Reaktionszeit und der minimale Drehzahl

6.1. Reaktionszeit

Neben dem, von der Fahrzeugkonstruktion und den physikalischen Gesetzen abhängigen, wirkenden Lastmoments M_L , ist für die Auswahl geeigneter Antriebskomponenten die Reaktionszeit des Systems, eine weitere wichtige zu bestimmende Größe. Die Reaktionszeit umfasst dabei die Zeit die vergeht, von der Erfassung einer Drehung am vorderen Lenkrad, mithilfe eines Encoders, über die Weiterleitung zur Steuerung, der Verarbeitung des Signals, der darauf folgenden Weitergabe zum Aktor und schließlich dessen Ausführen der Lenkbewegung. Der vorgegebenen Zeitintervall, in dessen Grenzen diese Aktionen abgeschlossen sein müssen, nennt sich Echtzeit. Genauer handelt es sich dabei um eine harte Echtzeit, da eine Überschreitung zu einem Fehlverhalten der Lenkung führen würde. Eine Unterschreitung hingegen würde keinerlei Fehler verursachen.

Um einen flüssigen Fahrverlauf zu ermöglichen und eventuelles ruckendes Verhalten oder Verzögerungen zu vermeiden, muss die Echtzeit so kurz wie möglich gehalten werden. Das bedeutet, dass die Systemantwort auf die Eingabe des Fahrers, in diesem Fall eine Änderung der Position des Lenkrades, so schnell erfolgen sollte, dass kein erkennbarer Verzug zu spüren ist. Trotzdem muss das System immer noch in der Lage sein auf die entsprechende Eingabe zu reagieren.

Um einen Vorgabewert für diesen Zeitraum zu bestimmen wurde ein einfacher Versuch durchgeführt. Diesem wurden zwei Szenarien zu Grunde gelegt. Im Ersten wird angenommen das durch ein plötzlich auftretendes Ereignis, der Fahrer dazu gezwungen ist, während einer Geradeausfahrt die Lenkung voll einzuschlagen. Im zweiten Szenario wird angenommen das, von einen vollen Einschlag in eine Richtung, zu einem vollen Einschlag in die andere Richtung gewechselt werden muss. Beides sind Worst Case Szenarien in denen in kürzester Zeit, die längsten, sinnvoll zu erfassenden Strecken zurückgelegt werden müssen.

Da das Lenkgestänge der vorderen und hinteren Lenkung identisch konstruiert wurde, wird davon ausgegangen, dass die Winkelveränderung an der Lenkstange die gleiche ist, wie die an der Welle, welche die Schnittstelle zum Aktor und Lenkgetriebe darstellt. Dabei ist zu beachten, dass sowohl die Lenkstange, wie auch die Welle aus der geraden Lage heraus, nach beiden Seiten 90° Bewegungsraum besitzen und sich daher um maximal 180° drehen können.

Hieraus folgt, dass sich bei dem ersten Szenario der Zeitintervall T_{90° gemessen wird, in dessen Verlauf sich die Welle um 90° dreht. Im zweiten Szenario entsprechend wird die Umlaufdauer T_{180° , bei einer Drehung von 180° , gemessen.

6. Ermittlung der Reaktionszeit und der minimalen Drehzahl

Bei dem Versuch wurden folgende Werte ermittelt:

| Umlaufdauer Lenkeinschlag | T |
|---------------------------|------|
| 90° | 0,5s |
| 180° | 1s |

TABELLE 7 UMLAUFEZEITEN FÜR DEFINIERTE LENKEINSCHLÄGE

6.2. Drehzahl

Um die im Abschnitt 6.1. ermittelten Reaktionszeiten zu realisieren und somit die Echtzeitanforderung zu erfüllen, muss der Antrieb des Lenkgetriebes in der Lage sein in einer kürzeren Zeit zu agieren als diese vorgibt.

Um die hierfür benötigte Drehzahl zu berechnen wurde zunächst die ermittelte Umlaufdauer T_{180° für einen Halbkreis, mit der Umlaufzeit eines Vollkreis T_{360° ins Verhältnis gesetzt. Dies errechnet sich wie folgt:

$$T_{360^\circ} = 360^\circ * \frac{1s}{180^\circ} = 2s$$

Für die Verarbeitung der Signale durch die Steuerung wird eine Zeit von 100ms vorgegeben, welche von der Umlaufzeit T_{360° abgezogen wird. Somit ergibt sich die minimale Umlaufdauer T_m :

$$T_m = 2s - 0,1s = 1,9s$$

Die minimale Drehzahl n_{min} des Antriebes ermittelt sich nun als Kehrwert der minimalen Umlaufdauer T_m , in Bezug zu einer vollen Umdrehung der Lenkachse.

$$n_{min} = \frac{\Delta N}{\Delta T} = \frac{\Delta N}{T_m} = \frac{1}{1,9} = 0,53 \frac{1}{s}$$

ΔN ...Zahl der Umdrehungen

Da in der Technik die Angabe min^{-1} geläufiger ist, als die SI-Einheit s^{-1} , wird der Wert in die Einheit min^{-1} umgerechnet und führt so zu dem benötigten Ergebnis, der minimalen Drehzahl des Antriebes, von:

$$n_{min} = \frac{1}{min} = \frac{1}{60 * s} \rightarrow 0,53 \frac{1}{s} * 60 = 31,6 \frac{1}{min}$$

7. Auswahl des Motors

7. Auswahl des Motors

Für den Betrieb der hinteren Lenkung ist, durch die Vorgabe des „Steer-by-Wire-Systems“, ein rein Elektrischer Antrieb vorgesehen. Zentrales Element dieses Antriebes stellen dabei die beiden Elektromotoren dar. Da einer der Motoren allerdings nur als redundante Rückfalleben des Anderen dient, wird in dieser Abschnitt lediglich der primere Motor behandelt.

Für den Antrieb kommen vorrangig Schritt- und Servomotoren in Frage, da diese im Gegensatz zu anderen E-Motoren auch im Stillstand betrieben werden können. Hinzu kommt ihre hohe Positioniergenauigkeit, was sie für diesen Anwendungsfall ideal macht. Andere Arten von Motoren sind allerdings auch nicht auszuschließen, vorausgesetzt es wird ein selbsthemmendes Getriebe zwischen Antrieb und Lenkgetriebe vorgesehen, denn dieses würde einen Betrieb im Stillstand überflüssig machen.

Als Randgrößen für die Auswahl des Motors sind folgende Werte gegeben:

| Randgröße | Wert |
|----------------------|-----------------------|
| Versorgungsspannung | 48V |
| Minimale Drehzahl | 31,6min ⁻¹ |
| Maximales Lastmoment | 38,04Nm |

TABELLE 8 RANDWERTE ZUR MOTORAUSWAHL

Da Motoren im Bereich von 48V und einem Lastmoment von 38Nm im normalen Handel nicht erhältlich sind, wurde sich im Bereich von Spezialanfertigungen kundig gemacht. Die dort angebotenen Exemplare benötigen allerdings Versorgungsströme in einem Bereich von 50A pro Phase und höher, was aus fahrzeugsicherheits-technischen Gesichtspunkten keinen Sinn machen würde.

Aus diesen Grund ist ein Getriebe vorgesehen, welche als Verbindungsglied zwischen Motor und Lenkgetriebe dienen wird. Als ideal hat sich für dieses ein Übersetzungsverhältnis von 1:25 herausgestellt. Die Details zu der Berechnung des Getriebes werden näher im Abschnitt 8 beschrieben.

Durch die zusätzlich hinzukommende Übersetzung ergeben sich für Drehzahl und Lastmoment neue, in Tabelle 9 aufgelistete, Motorkennwerte.

| Randgröße | Wert |
|----------------------|----------------------|
| Versorgungsspannung | 48V |
| Minimale Drehzahl | 790min ⁻¹ |
| Maximales Lastmoment | 1,52Nm |

TABELLE 9 NEUE RANDWERTE ZUR MOTORAUSWAHL

7. Auswahl des Motors

Im Bereich dieser neuen Kennwerte wurde ein Motor ausgesucht, welcher alle technischen Anforderungen erfüllt. Dabei handelt es sich um ein Schrittmotor der Firma Beckhoff, dessen technische Daten auf der Abbildung 16 dargestellt sind.

| Angaben für 50 V DC | AS1060-wxyz |
|-----------------------------------|-----------------------|
| Flanschmaß | 86 mm (NEMA34) |
| Nennanschlussspannung | 24...50 V DC |
| Nennstrom (pro Phase) | 5,0 A |
| Stillstandsrehmoment | 5,0 Nm |
| Wicklungswiderstand (pro Phase) | 0,36 Ω |
| Wicklungsinduktivität (pro Phase) | 2,80 mH |
| Rotorträgheitsmoment | 3,0 kgcm ² |
| Auflösung | 1,8°/200 Vollschritte |
| Abmessungen (r x Länge) | 86 mm x 97 mm |
| Gewicht | 2,85 kg |

ABBILDUNG 16 TECHNISCHE DATEN FÜR SCHRITTMOTOR AS1060¹⁵

¹⁵ <http://www.beckhoff.de/AS1060/>

8. Auswahl des Getriebes

8. Auswahl des Getriebes

8.1. Berechnung der Übersetzungsverhältnisse

Wie im Abschnitt 7 erläutert wird als Zwischenstufe, zwischen Lenkgetriebe und dem Motoren, welche als Aktoren der Steuerung dienen, eine weitere Übersetzung in Form eines Getriebes benötigt. Zur dessen Auswahl spielt sowohl das Verhältnis von Antriebs- und Abtriebsmoment, sowie von Antriebs- und Abtriebsdrehzahl eine entscheidende Rolle. Dabei ergeben sich für die Übersetzung von Drehzahlen und Momenten folgende Formeln:

$$i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} \quad (9)$$

$$i = \frac{M_{\text{Abtrieb}}}{M_{\text{Antrieb}}} \quad (10)$$

Das Abtriebsmoment M_{Abtrieb} und die Abtriebsdrehzahl n_{Abtrieb} sind bereits in den vorherigen Abschnitten mit $38,4\text{Nm}$ und $31,6\text{min}^{-1}$ berechnet worden und werden als Konstanten angenommen. Das Antriebsmoment M_{Antrieb} sowie die Antriebsdrehzahl n_{Antrieb} sind hingegen durch die Motorleistung begrenzt und müssen somit direkt ins Verhältnis zur Übersetzungszahl i gebracht werden. Dazu ist es nötig die Formeln 9 und 10 wie folgt umzustellen.

$$n_{\text{Antrieb}} = n_{\text{Abtrieb}} * i$$

$$M_{\text{Antrieb}} = \frac{M_{\text{Abtrieb}}}{i}$$

Mit eingetragenen Werten ergeben sich hieraus:

$$n_{\text{Antrieb}}(i) = 30\text{min}^{-1} * i$$

$$M_{\text{Antrieb}}(i) = \frac{38,04\text{Nm}}{i}$$

Mithilfe dieser beiden Ansätze wurde die Tabelle 10 erstellt, in der die Antriebskräfte, sowie die Antriebsdrehzahl in Abhängigkeit von der Übersetzungszahl i dargestellt sind.

8. Auswahl des Getriebes

| i | $n_{\text{Antieb}} [\text{min}^{-1}]$ | $M_{\text{Antrieb}} [\text{Nm}]$ |
|----|---------------------------------------|----------------------------------|
| 16 | 505,6 | 2,38 |
| 17 | 537,2 | 2,24 |
| 18 | 568,8 | 2,11 |
| 19 | 600,4 | 2,00 |
| 20 | 632 | 1,90 |
| 21 | 663,6 | 1,81 |
| 22 | 695,2 | 1,73 |
| 23 | 726,8 | 1,65 |
| 24 | 758,4 | 1,59 |
| 25 | 790 | 1,52 |
| 26 | 821,6 | 1,46 |
| 27 | 853,2 | 1,41 |
| 28 | 884,8 | 1,36 |
| 29 | 916,4 | 1,31 |
| 30 | 948 | 1,27 |
| 31 | 979,6 | 1,23 |
| 32 | 1011,2 | 1,19 |
| 33 | 1042,8 | 1,15 |
| 34 | 1074,4 | 1,12 |
| 35 | 1106 | 1,09 |
| 36 | 1137,6 | 1,06 |
| 37 | 1169,2 | 1,03 |
| 38 | 1200,8 | 1,00 |

TABELLE 10 DREHZAHL UND LASTMOMENT IM VERHÄLTNIS ZUR DREHZAHL

Um auf Basis der, in der Tabelle 10, ermittelten Werte einen Motor aussuchen zu können, wurde zunächst verschiedene Motorkennlinien betrachtet. Für den ausgesuchten Motor AS1060 ist diese auf der Abbildung 17 dargestellt. Für eine bessere Übersicht wurden die Werte aus der Tabelle 10 in das Diagramm 2 übertragen und der Motorkennlinie gegenübergestellt. Vergleicht man nun die Kurve der Getriebeübersetzungen, mit der Motorkennlinie von 48V, so ist festzustellen, dass Übersetzungen im Bereich von 20 bis 35 möglich sind. Übersetzungen von 2 bis 19 bzw. von 36 bis 38 oder höher sind hingegen nicht möglich, da in diesen Bereichen entweder das geforderte Drehmoment oder die geforderte Drehzahl, zu hoch ausfallen würden. Als Übersetzungsverhältnis, für das zu konstruierende Getriebe, wurde deshalb das, mittig liegende, Verhältnis von 1:25 gewählt.

8. Auswahl des Getriebes

Charakteristische Kurven des AS1060

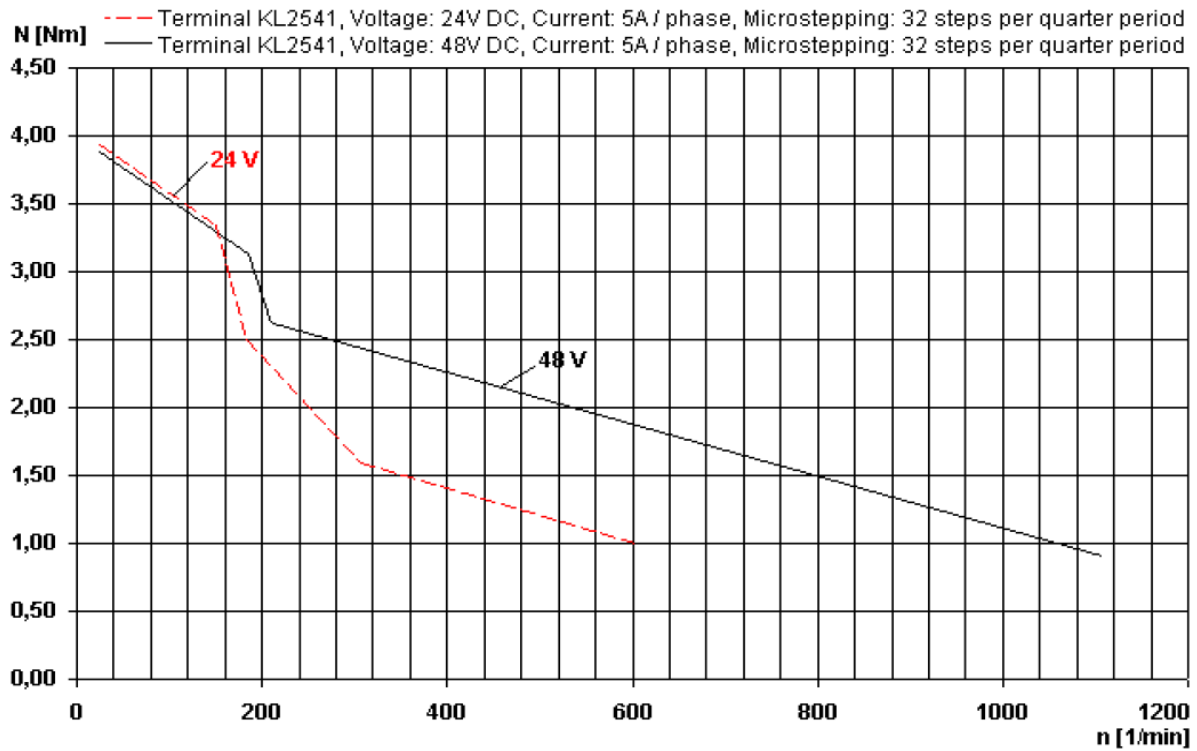


ABBILDUNG 17 KENNLINIEN-DIAGRAMM AS1060-XXXX (QUELLE: DOKUMENTATION SCHRITTMOTOREN AS1000, S.42, FIRMA BECKHOFF)¹⁶

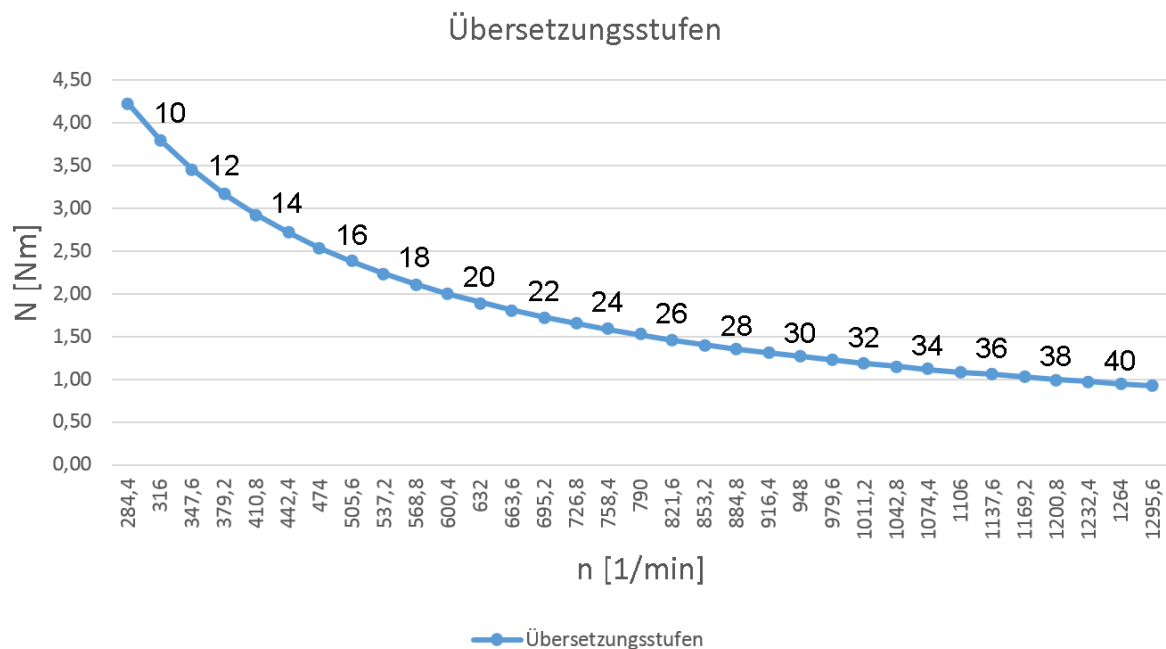


DIAGRAMM 2

¹⁶ http://download.beckhoff.com/download/document/motion/as1000_ba_de.pdf

8. Auswahl des Getriebes

8.2. Variantenvergleich der Übersetzungsmöglichkeiten

Um die, im Abschnitt 8.1. ermittelte, Übersetzung zu realisieren wurden drei Konzepte erarbeitet. Diese sind:

- ein Planetengetrieb
- ein Schneckengetriebe
- eine selbst konstruierte Einstufenübersetzung

Zu den Anforderungen an die jeweiligen Konzepte gehören primär das realisierbare Übersetzungsverhältnis und das maximale mögliche Abtriebsmoment. Beide Anforderungen sind elementar und müssen von allen möglichen Varianten erfüllt werden. Da keine genauen Aussagen über das Gewicht und den zur Verfügung stehenden Bauraum getroffen wurden, sind diese Größen wiederum als sekundäre Eigenschaften zu bewerten. Trotzdem sind sie nicht unerheblich für die Umsetzung des geforderten schnellen Ein- bzw. Ausbaus. Eine weitere Größe die betrachtet werden muss, sind die selbsthemmenden Eigenschaften der jeweiligen Lösungen, da diese Einfluss auf den Energieverbrauch, sowie der Fahrzeugsicherheit haben. So kann zum Beispiel, bei ausreichender Selbsthemmung, auf eine permanente Energieversorgung des Antriebs verzichtet werden, da die Kräfte, welche auf die Räder bzw. das Lenkgestänge wirken, nicht in der Lage wären die Position der gesamten Lenkung zu verändern. Dies ist zudem bei einem Ausfall der Energieversorgung oder anderen Komponenten der Anlage von Vorteil, vorausgesetzt es wurde die Möglichkeit geschaffen den hinteren Lenkwinkel, in einen solchen Szenario, auf null zu setzen.

8.2.1. Planetengetriebe

Ein Planetengetriebe bietet den Vorteil hoher Übersetzungen, bei einer sehr kompakten Bauweise. Im Rahmen dieser Arbeit wurden insbesondere Getriebe der Firma Beckhoff betrachtet, da diese bereits an den ausgewählten Schrittmotor angepasst sind. Als mögliche Variante würde das AG2300-+SP075S-MF2-25 zur Verfügung stehen, dessen technische Daten auf der Abbildung 18 (rote Umrahmung) dargestellt sind.

8. Auswahl des Getriebes

| Technische Angaben | AG2300+SP075S-MF1-10 | AG2300+SP075S-MF2-16 | AG2300+SP075S-MF2-20 | AG2300+SP075S-MF2-25 |
|--------------------------------------|------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Ausführung | Standard MF | | | |
| Nenn-Abtriebsdrehmoment | 52 Nm | 75 Nm | 75 Nm | 75 Nm |
| Max. Beschleunigungsmoment | 95 Nm | 110 Nm | 110 Nm | 110 Nm |
| Getriebestufen | 1 | 2 | 2 | 2 |
| Übersetzung | 10 | 16 | 20 | 25 |
| Max. Antriebsdrehzahl | 6000 min ⁻¹ | | | |
| Leerlaufdrehmoment | 0,6 Nm | 0,8 Nm | 0,6 Nm | 0,6 Nm |
| Max. Verdrehspiel Standard/reduziert | ≤ 4/2 arcmin | ≤ 6/4 arcmin | ≤ 6/4 arcmin | ≤ 6/4 arcmin |
| Max. Radialkraft | 4200 N | | | |
| Wirkungsgrad | ca. 97 % | ca. 94 % | ca. 94 % | ca. 94 % |
| Gewicht | 3,9 kg | 3,6 kg | 3,6 kg | 3,6 kg |
| Flanschgröße F | F3, F4, F5 | F3, F4 | F3, F4 | F3, F4 |

ABBILDUNG 18 TECHNISCHE ANGABEN DER GETRIEBEBEAUREIHE AG2300 DER FIRMA BECKHOFF¹⁷

Dieses Getriebe erfüllt alle primären Eigenschaften und könnte mit einem Nennabtriebsmoment von 75Nm etwa das Doppelte, der geforderten 38,04Nm, aufnehmen.

Als negative Eigenschaft eines solchen Getriebes ist das hohe Gewicht von 3,6 kg zu nennen. Zudem würden, wie auf Abbildung 19 zu sehen ist, Motor und Getriebe bei einer axialen Verbindung zum Lenkgestänge mit der Domstrebe kollidieren (roter Kreis). Aus diesen Grund wäre der Einbau nur mit Hilfe einer Zwischenstufe möglich, welche eine Verschiebung von Motor und Getriebe erlauben würde. Diese würde sich allerdings zusätzlich negativ auf Gewicht und Wirkungsgrad auswirken.

Ein weiterer wichtiger Punkt betrifft den zweiten Motor, welcher als redundante Rückfallebene dienen soll. Um für diesen auf ein zweites Getriebe zu verzichten, wurde vorgesehen das beide Motoren, nach Möglichkeit, sich dieselbe Antriebswelle teilen. Dies würde sich durch eine Aneinanderreihung beider Motoren am besten realisieren lassen, ist aber durch den begrenzten Bauraum ebenfalls nicht umzusetzen. Aus diesem Grund müsste zur Realisierung eine weitere Zwischenstufe eingebaut werden.

¹⁷ http://www.beckhoff.de/default.asp?drive_technology/ag2300_sp075s.htm?id=2418291026339333

8. Auswahl des Getriebes

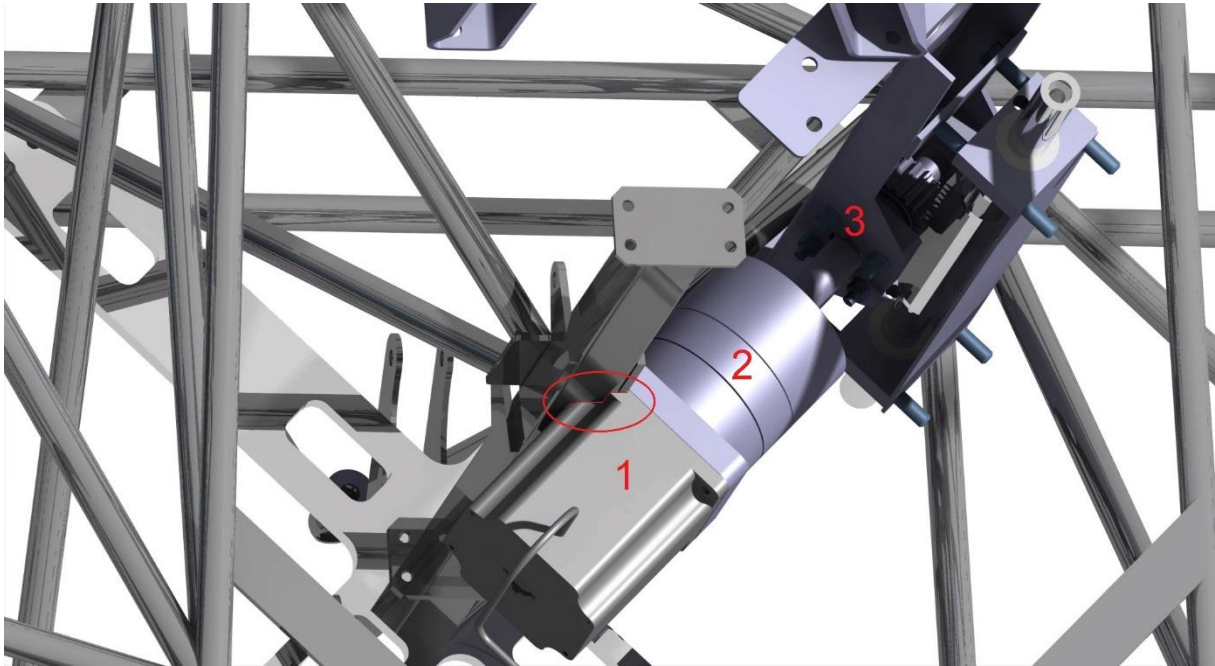


ABBILDUNG 19 MOTOR 1, PLANETENGETRIEBE 2, LENKGESTÄNGE 3

8.2.2. Schneckengetriebe

Schneckengetriebe, die zur Kategorie der Schraubwälzgetriebe gehören, bestehen aus einer sogenannten Schnecke, welche im Grunde ein schraubenförmiger Wellenabschnitt ist und einem, daran angreifenden Zahnrad. Übersetzungsverhältnisse wie im Abschnitt 8.1. ermittelt, sind mithilfe eines solchen Getriebes ohne Probleme umsetzbar. Selbiges gilt für das maximale Abtriebsmoment. Als negativer Aspekt ist zu beachten, dass durch die Relativbewegung der Berührungsflächen ein höherer Verschleiß auftritt und zudem nur ein geringer Wirkungsgrad zu realisieren ist. Aus diesem Grund wäre der Einsatz von entsprechenden Schmierstoffen nötig. Dies wiederum würde ein Gehäuse erfordern, welches das Getriebe umschließt.

Für die vorliegende Übersetzung wurde ein Zahnradpaar der Firma Mäder (siehe Anhang Schneckenrad Ard.Nr.30150100; Zahnrad Art.Nr.30152000) ausgesucht, dessen maximales zulässiges Abtriebsmoment 48,8 Nm beträgt und die geforderte Übersetzung von 1:25 erlaubt. Das Gewicht der Zahnräder allein beträgt ca.1kg. Mit den entsprechend auszulegenden Wellen, dem Gehäuse und den Schmierstoffen ist mit einem Gesamtgewicht von etwa 2kg zu rechnen.

Ein Vorteil dieser Übersetzung ist, dass der Wellenversatz von 90° eine bessere Platzierung des Motors ermöglicht, wodurch der redundante Einbau des zweiten Motors ohne Probleme möglich wäre. Dies ist auf der Abbildung 20 dargestellt. Ebenfalls wäre der Ein- und Ausbau, durch die kompakte Bauweise, ohne größeren Aufwand realisierbar.

8. Auswahl des Getriebes

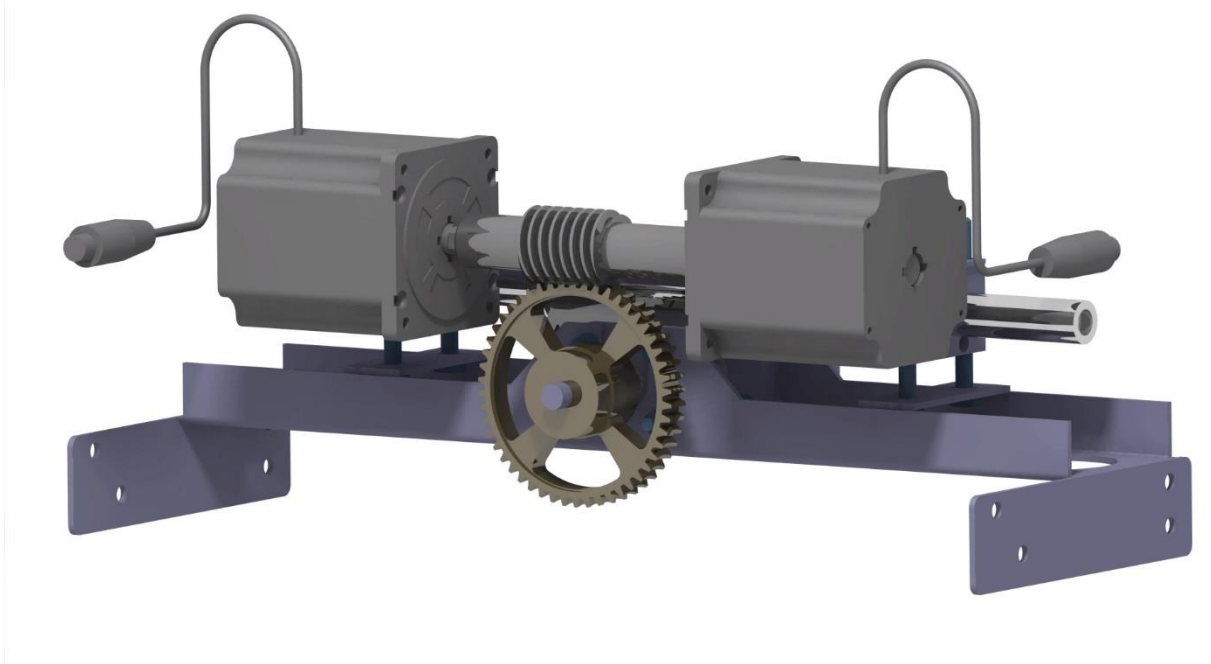


ABBILDUNG 20 LENKUNG MIT SCHNECKENGETRIEBE

8.2.3. Einstufenübersetzung

Bei der Variante der Einstufenübersetzung handelt es sich um einen eigenen Entwurf, der zweidimensionale, translatorische Bewegungen in eine rotatorische Bewegung umsetzt. Dabei dient, wie auf Abbildung 21 dargestellt ist, eine vom Lenkgestänge abführende Welle als Hebelarm, an welche der ausgesuchte Motor angreift. Der Motor selbst würde dabei auf einen Schlitten sitzen und sich auf einer Kreisbahn bewegen. Vorteil dieses Systems wäre, dass über die Länge des Hebelarmes das entsprechende Übersetzungsverhältnis frei eingestellt werden könnte. Die einzige Begrenzung dabei stellt der vorhandene Bauraum dar. Das Gewicht einer solchen Anlage ist in etwa im Bereich von 2 - 3kg anzusetzen.

Einer der Nachteile wäre die große Anzahl der beweglichen Teile. Diese müssten alle zueinander fluchten und daher so gestaltet werden, dass sie ohne großen Aufwand einzustellen bzw. nachzustellen sind. Dieses würde über entsprechende Befestigungen realisiert werden müssen, welche allerdings zusätzlich gegen Stöße und andere Umwelteinflüsse zu sichern wären. Zu diesen Umwelteinflüssen würden Staub, Wasser oder auch Temperaturschwankungen gehören. Um entsprechende Sicherheiten zu gewährleisten müsste ein zusätzliches Gehäuse konstruiert werden, welches sich allerdings wiederum negativ auf das Gewicht der Gesamtkonstruktion auswirken würde. Zudem wäre der Ein- bzw. Ausbau mit Problemen verbunden, da sich hierbei Veränderungen an den Einstellungen ergeben könnten. Dies hätte zur

8. Auswahl des Getriebes

Folge, dass für die fehlerfreie Funktion, evtl. bei jedem Ein- bzw. Ausbau, eine Nachjustierung der einzelnen Komponenten nötig sein würde.

Ein weiterer negativer Faktor ist, dass auch bei dieser Variante, durch den beschränkten Bauraum, ein redundantes System mit zwei Motoren nur schwer umsetzbar ist.

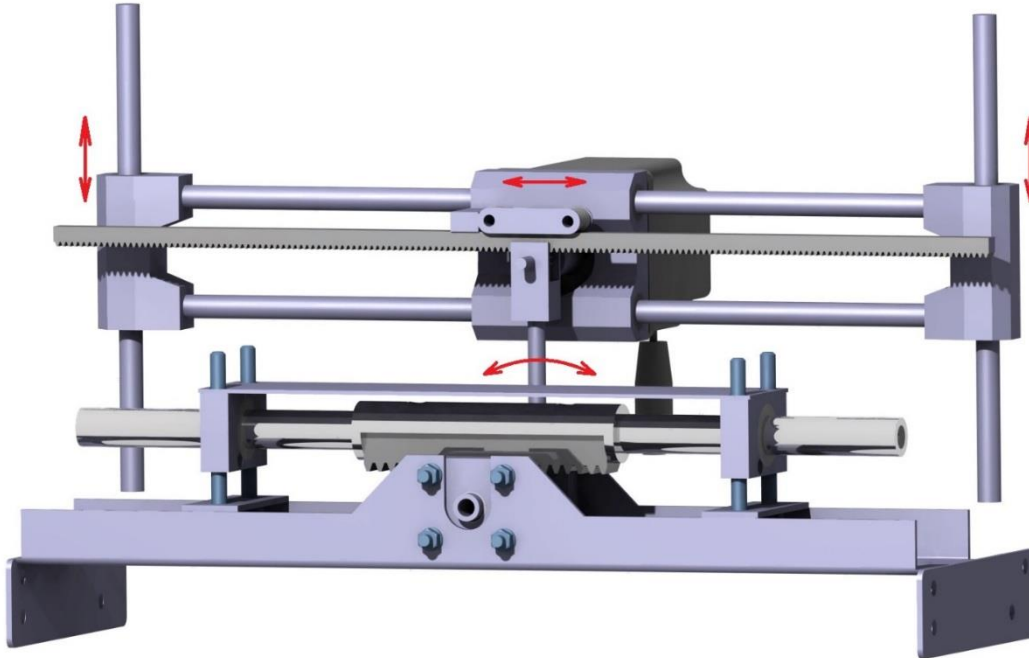


ABBILDUNG 21 LENKGETRIEBE MIT EINSTUFENÜBERSETZUNG

8. Auswahl des Getriebes

8.3. Auswahl der Übersetzungsvariante

Zur besseren Übersichtlichkeit werden hier die einzelnen Varianten mit den zuvor festgelegten Bewertungskriterien noch einmal zusammengefasst.

| | Planetengetriebe | Schneckengetriebe | Einstufenübersetzung |
|--------------------------------|---|---|---|
| Primäre Eigenschaften | | | |
| Max. Abtriebsmoment | realisierbar | realisierbar | realisierbar |
| Übersetzungs-Verhältnis | realisierbar | realisierbar | realisierbar |
| Sekundäre Eigenschaften | | | |
| Gewicht | 3,6kg | ca.2kg | 2 – 3kg |
| Bauraum | Integrierung in die Fahrzeugstruktur nur mithilfe einer Zwischenstufe möglich | Kann in die bestehende Struktur integriert werden | Kann in die bestehende Struktur integriert werden |
| Ein- und Ausbau | Ein- und Ausbau ist leicht zu realisieren. | Ein- und Ausbau ist leicht zu realisieren. | Durch die für die Funktion nötigen Einstellungen der einzelnen Komponenten zueinander gestaltet sich ein schneller Einbau schwierig |

TABELLE 11 EIGENSCHAFTEN DER VERSCHIEDENEN GETRIEBELÖSUNGEN

Nach der Auswertung der Gegebenheiten und einer Absprache mit dem Team, wurde sich für die Variante des Schneckengetriebes entschieden. Grund für diese Entscheidung ist, dass diese Variante sowohl von Gewicht, als auch von der Realisierung eines schnellen Ein- bzw. Ausbaus, den anderen überlegen ist. Zudem kommt die, im Vergleich zu den anderen Varianten, einfachere Umsetzung der redundanten Motoren hinzu.

Für die Auslegung und Konstruktion des Getriebegehäuses, sowie für die Auswahl des Schmiermittels wurde eine separate Arbeit vorgeschlagen. Diese wird von den Herren Roßner und Gäbler, in Form eines Industriebeleges, angefertigt.

9. Hardwarekomponenten

9. Hardwarekomponenten

In diesen Abschnitt werden die, für die Umsetzung des Projektes, benötigten Hardwarekomponenten betrachtet und ausgesucht. Zu diesen gehört ein Steuergerät, sowie als Aktoren zwei Encoder zur Winkelerfassung und die zum Antrieb benötigten Motoren. Auf die zuletzt Genannten, wird allerdings nicht noch einmal näher eingegangen, da diese im Abschnitt 7 bereits näher behandelt wurden.

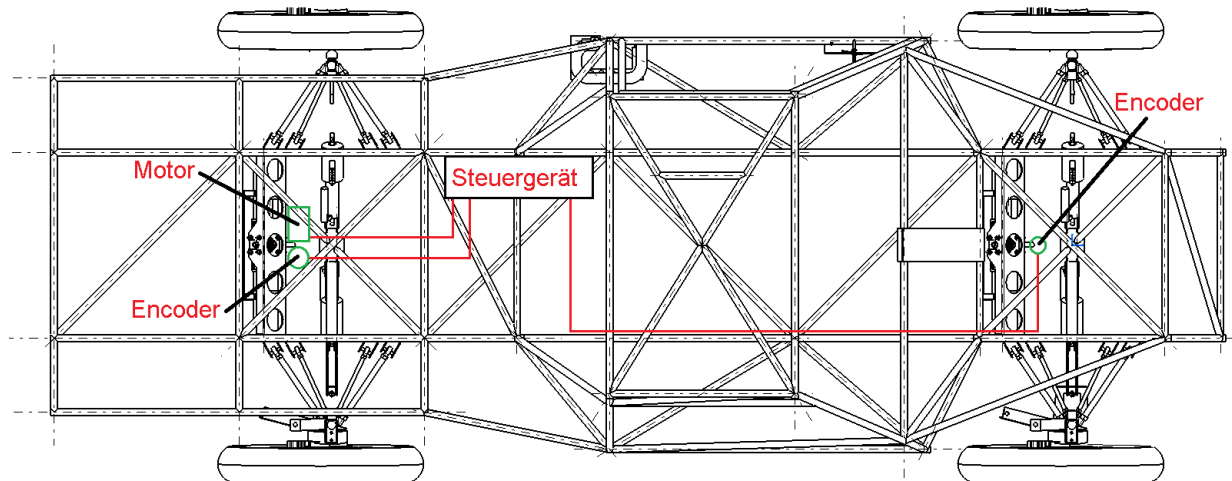


ABBILDUNG 22 SCHEMA DER HARDWAREVERTEILUNG IM FAHRZEUG

Auf der Abbildung 22 sind die einzelnen Positionen, an denen die Hardwarekomponenten platziert werden sollen, dargestellt. Für die zu betrachtenden Randbedingungen ist zu beachten, dass es vorgesehen ist, die Steuereinheit, die Encoder und die dazugehörigen Kabelverbindungen, im Gegensatz zu den Schrittmotoren und dessen Getriebe, dauerhaft im Fahrzeug zu belassen. Daher entfällt der einfache Ein- bzw. Ausbau als Kriterium, hingegen kommt das Gewicht der einzelnen Komponenten hinzu.

9.1. Encoder

Für die Funktion der Anlage sind zwei Encoder vorgesehen. Diese werden jeweils am vorderen bzw. hinteren Lenkgetriebe montiert, um die Stellung der jeweiligen Lenkwellen zu erfassen.

Die wichtigste Anforderung an diese Encoder ist, dass auch nach einer Spannungsunterbrechung, wie sie am Fahrzeug jederzeit auftreten kann, die Winkellagen definitiv bestimmbar bleiben. So muss zum Beispiel eine Änderung der Lenkradstellung, welche im abgeschalteten Zustand des Fahrzeuges erfolgt, bei einer Wiederinbetriebnahme erkannt werden. Bei einem inkrementell Encoder würde man dieses umgehen und, mithilfe einer Referenzfahrt zu den beiden Endpunkten des

9. Hardwarekomponenten

Systems, alle Winkel und die Nulllage bei einem Neustart neu definieren. Da dies allerdings, bei der vorderen Lenkung, nur manuell durchführbar wäre bzw. nur mit Hilfe eines zusätzlichen Motors umsetzbar ist, wäre diese Lösung für die Anlage nur wenig vorteilhaft. In Frage kommen deshalb nur Absolutwertgeber, die während einer Spannungsunterbrechung ihre Werte beibehalten.

Absolutwertgeber gibt es in verschiedenen Ausführungen. Darunter induktive, kapazitive, optische oder auch magnetische. Diese verfügen über digitale Ausgänge und können, für gewöhnlich, von jeder gängigen Steuerung ausgelesen werden. Negative Aspekte solcher Geber sind allerdings, der hohe Preis und, zumindest bei optischen Gebern, das große Bauvolumen. Zu beachten ist außerdem, dass durch die Redundanz der Anlage pro Encoder-Einheit zwei Absolutwertgeber vorzusehen sind. Hierdurch würden die genannten negativen Eigenschaften noch einmal mehr an Gewicht gewinnen. Aus diesen Grund wird, für die Lenkanlage, auf eine andere Alternative zurückgegriffen. Im Gegensatz zu digitalen Absolutwertgebern, ist es auch möglich die jeweiligen Winkelstellungen analog, mit Hilfe von Potenziometer, zu ermitteln. Vorteil dieser elektrischen Komponenten sind ihre Robustheit, das geringe Gewicht und ihre theoretisch unendliche Winkelaufteilung. Für das Projekt wurden Leitplastik-Potenzimeter der Serie MP21, der Firma Megatron ausgewählt, welche Widerstandswerte von 0,5 bis 100 kOhm besitzen.

Abbildung 22 zeigt eine im CAD-Programm Catia V5 konstruierte Encodereinheit, mit den entsprechend verbauten Potenziometern. Zur besseren Übersicht wurde, bei dieser Abbildung, auf die Darstellung des Gehäuses, welches die wirkenden Komponenten umschließt, verzichtet. Für das Gehäuse selbst, wurde ein Produkt der Firma Reichelt Elektronik ausgesucht. Dabei handelt es sich um ein Polycarbonat-Gehäuse mit der Schutzklasse IP 65. Dieses soll alle, für die korrekte Messung wichtigen, Komponenten schützen und so gegeben Falls entstehenden Messfehlern, durch äußere Einflüsse, vorbeugen.

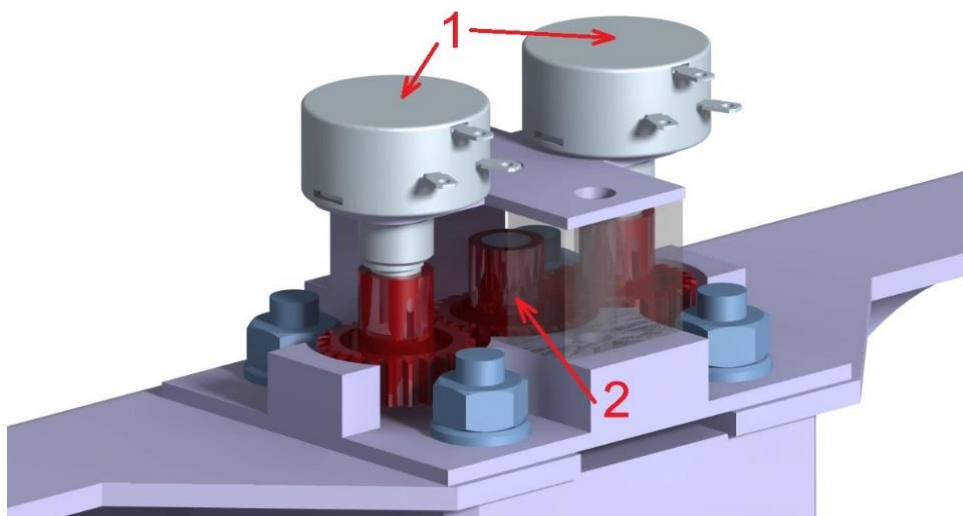


ABBILDUNG 23 REDUNDANTER ENCODER (1 POTENTIOMETER, 2 LENKWELLE)

9. Hardwarekomponenten

9.2. Steuergerät

Für die Auswahl des Steuergerätes werden hier zwei unterschiedliche Systeme betrachtet. Die erste Lösung umfasst einen Mikrocontroller der Firma Arduino und die, für diese Lösung zusätzlich, benötigten Komponenten. Der zweite Ansatz besteht aus einem Bussystem der Firma Beckhoff.

9.2.1. Mikrocontroller der Firma Arduino

Die Firma Arduino bietet verschiedene Physical-Computing-Plattformen an. Diese bestehen aus einem I/O-Board, mit einem darauf implementierten Mikrocontroller der Firma Atmel. Diese Boards, auch umgangssprachlich nach der Herstellerfirma Arduinos genannt, verfügen sowohl über analoge, wie auch digitale Ein- und Ausgänge und werden mithilfe eines Open Source-Programms programmiert. Dabei sind verschiedene Programmiersprachen möglich. Darunter C, C++ oder auch AVR-Assembler. Alle Boards können über USB mit 5 V oder einer externen Spannungsquelle mit 7-12 V versorgt werden. Außerdem verfügen sie in der Regel über ein 16-MHz-Schwingquarz, welches als Taktgeber fungiert. Die Mikrocontroller sind normalerweise mit einem Boot-Loader vorprogrammiert, was die Programmierung direkt über die serielle USB-Schnittstelle möglich macht.

Ein Vorteil dieser Mikrocontroller ist, dass schon umfangreiche Kenntnisse im Rahmen des Projekts EcoEmotion für deren Programmierung vorhanden sind, da sie bereits für mehrere andere Anwendungen im Fahrzeug (z.B. die Lichtanlage) verwendet werden. Ein Nachteil ist, dass Arduinos nicht für den industriellen Bereich konstruiert sind. Das macht sie zwar günstiger als vergleichbare Alternativen, daher können aber auch über ihre Leistungsfähigkeit bei höheren Belastungen nur wenige Aussagen getroffen werden.

Zur technischen Umsetzung würde ein Board der Reihe Leonardo genügen. Dieser verfügt über einen Mikrocontroller mit der Bezeichnung ATmega32U4-AU, die sich wie folgt aufschlüsseln lässt¹⁸:

| | |
|--------|--|
| ATmega | Baureihe |
| 32 | Größe des Flashspeichers in Kibibyte (Kibibyte = 2^{10} Byte=1024 Byte) |
| U | Bleifrei, RoHS-kompatibel (EU-Richtlinie zur Beschränkung der Verwendung bestimmter gefährlicher Stoffe in elektronischen Geräten) |
| 4 | Definition von Zusatzfunktionen |
| AU | Bauform |

¹⁸ <http://fff2.at/drupal/content/datenblatt-des-arduino-uno>

9. Hardwarekomponenten

Im Flash Speicher des Mikrocontrollers würde das Programm zur Auswertung der, von den Encodern kommenden, Signale gespeichert werden. Aus diesen Grund wären keine weiteren, externen Speichermedien nötig.

Das Board selbst würde seine benötigte Spannung von 12V, über den bereits im Fahrzeug integrierten Spannungswandler, erhalten.

Da die 40 mA Ausgangstrom der Output-Pins nicht genügen, um einen der ausgewählten Schrittmotoren anzusteuern, wäre für die Weitergabe der vom Kontroller kommenden Signale, als zusätzliche Komponente, ein Motortreiber nötig. Dazu käme ein APS Arduino Shield der Firma Phytron¹⁹ in Frage. Dieses ist in der Lage, die 48V Versorgungsspannung und den Versorgungsstrom von 5A pro Motorphase zu realisieren. Dabei ist eine maximale Schrittfrequenz von 500.000 Schritte/s möglich. Mithilfe der maximalen Schrittauflösung von 512 Schritten auf 360° lässt sich die maximal mögliche Drehzahl n_{max} wie folgt berechnen:

$$n_{max} = \frac{500.000 \frac{\text{Schritte}}{\text{s}}}{512 \text{ Schritte}} = 977 \frac{1}{\text{s}} * 60 = 58594 \frac{1}{\text{min}}$$

Der errechnete Wert ist zwar nur theoretisch, die geforderte Motordrehzahl von 790 min^{-1} ist mit diesen Shield allerdings auf jeden Fall umsetzbar.

Den Sicherheitsanforderungen entsprechend, müsste die Steuerung redundant ausgelegt werden. Dies bedeutet, dass sowohl das Board, sowie der Treiber in doppelter Ausführung verbaut werden müsste. Hinzu würde ein weiteres Masterboard kommen, welches die Ein- und Ausgangssignale aller Komponenten vergleicht und bei Störungen eine Fehlermeldung an den Fahrer weitergibt bzw. die Lenkung in die Nulllage fährt und abschaltet. Diese Meldungen könnten auf den, im Fahrzeug vorgesehen, Tablet PC angezeigt werden. Das wiederum würde eine Implementierung dieser Funktion in die bereits vorhandene App voraussetzen.

9.2.2. Bussystem der Firma Beckhoff

Als zweite Variante wird ein Bussystem der Firma Beckhoff betrachtet. Der Aufbau eines solchen Systems besteht aus einer zentralen CPU mit eingebauter Spannungsversorgung als Zentraleinheit, dem sogenannten Embedded PC und an diese ankoppelbaren Klemmen, welche speziell auf die an sie gestellten Anforderungen zugeschnitten sind.

Ein Vorteil dieses Systems ist, dass es für industriellen Anforderungen konstruiert wurde. Das macht es stabiler, was den Programmablauf betrifft. Außerdem verfügen solche Systeme deshalb über ein wesentlich höheres Leistungsspektrum.

¹⁹ ftp://ftp.phytron.de/datasheets/power_stages/aps-de.pdf

9. Hardwarekomponenten

Des Weiteren wäre es durch den modularen Aufbau möglich, noch andere, zukünftige Funktionen über dieses System zu realisieren, da dafür nur die entsprechenden Klemmen an den bereits vorhandenen PC angeschlossen werden müssten.

Als negative Punkte dieses Systems wären aufzuzählen, dass es gegenüber eines Arduino Mikrocontrollers wesentlich höher im Preis anzusetzen ist. Darüber hinaus wird eine Versorgungsspannung von 24 V benötigt. Aus diesem Grund wäre ein zusätzlicher Spannungswandler nötig. Für diese Anwendung würde ein Gerät der Firma Orion in Frage kommen, welches bereits in ähnlicher Ausführung zur Senkung der Bordspannung von 48V auf 12V verbaut wurde.

Für den Embedded PC selbst, wurde der CX9020 ausgewählt. Dieser hat folgende technischen Daten²⁰:

| | |
|-------------------------------|--------------------------------------|
| Prozessor | ARM Cortex™-A8, 1 GHz (TC3: 30) |
| Flash-Speicher | 512 MB MicroSD |
| Interner Arbeitsspeicher | 1 GB DDR3-RAM |
| Betriebssystem | Microsoft Windows Embedded Compact 7 |
| Spannungsversorgung | 24 V DC (-15 %/+20 %) |
| Schwingungs-/Schockfestigkeit | gemäß EN 60068-2-6/EN 60068-2-27 |
| EMV-Festigkeit/-Aussendung | gemäß EN 61000-6-2/EN 61000-6-4 |
| Schutzart | IP 20 |

Der Embedded PC würde, wie der Mikrocontroller in Abschnitt 9.2.1., als zentrales Element fungieren. Das bedeutet, dass auf ihm das Programm gespeichert und ausgeführt wird, welches zur Auswertung der Signale und der Ansteuerung der Motoren dient.

Zum Erstellen des Steuerprogramms selbst, wird von der Firma Beckhoff die kostenfreie Software TwinCat 3 angeboten. Diese stellt eine SPS Umgebung da, in der mit Hilfe verschiedener Hochsprachen, darunter C, C++ oder auch externen Programmen wie etwa Matlab®/Simulink®, entsprechende Steuerungsprogramme erstellt werden können.

Die I/O-Funktionen würden mit den bereits erwähnten Busklemmen umgesetzt werden. Dies sind separate Hardwareelemente mit entsprechenden SPS-Anschlüssen. Für die Umsetzung des Projekts wären zwei Klemmen des Typs KL2541 nötig, welche die für die Schrittmotoren notwendigen Treiber beinhalten.

Mithilfe dieser Treiber wäre es möglich eine Auflösung von 5000 Positionen auf 360° zu realisieren. Die dabei maximal mögliche Schrittfrequenz beträgt 125.000 Schritte/s.

Aus diesen Werten ergibt sich eine maximale Motordrehzahl n_{max} von:

$$n_{max} = \frac{125.000 \frac{\text{Schritte}}{s}}{5000 \text{ Schritte}} = 25 \frac{1}{s} * 60 = 1500 \frac{1}{min}$$

²⁰ http://www.beckhoff.de/default.asp?embedded_pc/cx9020.htm

9. Hardwarekomponenten

Die bei einer Übersetzung von 1:25 benötigte Motordrehzahl von 790 min^{-1} wäre somit problemlos umsetzbar.

Zur Auswertung der analogen Signale der Encoder, käme zusätzlich die Klemme KL3064 zum Einsatz. Dabei handelt es sich um eine Busklemme mit vier, analogen, galvanisch getrennte Eingängen und integrierten A/D Wandlern. Dieser hat eine Wandlungszeit von etwa 4ms, was bedeutet, dass die einkommenden Signale, um diesen Betrag versetzt, weitergeleitet würden. Die Signalspanne einer solchen Klemme liegt zwischen 0 bis 10 V und sie ermöglicht eine Auflösung von 12 Bit. Da eine galvanische Trennung der einzelnen Eingänge vorliegt, können diese als redundant angesehen werden.

9.3. Variantenvergleich der Hardwarelösungen

9.3.1. Kostenvergleich der Varianten

| Mikrocontroller der Firma Arduino | | Bussystem der Firma Beckhoff | |
|-----------------------------------|-----------|------------------------------|-----------|
| 3 x Arduino Leonardo | 3 x 25 € | Embedded PC CX9020 | 570 € |
| 2 x APS Arduino Shield | 2 x 277 € | 2 x Busklemme KL2541 | 2 x 245 € |
| | | Klemme KL3064 | 95 € |
| | | Spannungswandler | 113 € |
| Gesamt | 629 € | Gesamt | 1268 € |

TABELLE 12 KOSTENVERGLEICH MIKROCONTROLLER/BUSSYSTEM

Im Kostenvergleich nichtenthalten sind die Preise für die einzelnen Verbindungsleitungen, da entsprechende Komponenten bei dem Projekt EcoEmotion bereits vorrätig sind. Ebenfalls sind die Schrittmotoren und die Encodereinheiten nicht aufgeführt, da diese bei jeder der Lösungen benötigt werden.

Die Kosten für diese zusätzlichen Komponenten setzen sich wie folgt zusammen:

| Komponente | Kosten |
|---|------------|
| 2 x Schrittmotor AS1060 der Firma Beckhoff | 2 x 385 € |
| 4 x Leitplastik-Potentiometer Serie MP20 der Firma Megatron | 4 x 40 € |
| 2 x Polycarbonat-Gehäuse der Firma Reichelt | 2 x 8,55 € |
| Gesamt | 947,10 € |

TABELLE 13 KOSTEN DER BENÖTIGTEN ZUSATZKOMPONENTEN

Somit ergeben sich für verschiedenen Varianten Kosten von jeweils:

| Mikrocontroller der Firma Arduino | Bussystem der Firma Beckhoff |
|-----------------------------------|------------------------------|
| ca. 1600 € | ca. 2250 € |

TABELLE 14 GESAMTKOSTEN DER VERSCHIEDENEN HARDWARELÖSUNGEN

9. Hardwarekomponenten

9.3.2. Vergleich der technischen Daten

| Mikrocontroller der Firma Arduino | | Bussystem der Firma Beckhoff | |
|-----------------------------------|-----------|------------------------------|---------|
| Schwingquarz | 16 MHz | Prozessor | 1 GHz |
| Versorgungsspannung | 5-12 V | Versorgungsspannung | 24 V |
| Flashspeicher | ca. 32 MB | Flashspeicher | 512 MB |
| Max. Schrittauflösung | 512 | Max. Schrittauflösung | 5000 |
| Max. Schrittfrequenz | 500.000 | Max. Schrittfrequenz | 125.000 |
| Gesamtgewicht | 92 g | Gesamtgewicht | 1370 g |

TABELLE 15 TECHNISCHE DATEN MIKROCONTROLLER/BUSSYSTEM

In der Tabelle 15 sind die, für den Betrieb notwendigen, technischen Daten der verschiedenen Hardwarelösungen noch einmal zusammengefasst. Zu beachten ist dabei, dass die Taktrate vorgibt wie schnell Signale durch das Bearbeitungsprogramm verarbeitet werden können. In dieser Hinsicht ist das Bussystem dem Mikrocontroller deutlich überlegen. Werte wie die Größe des Flashspeichers und der maximalen Schrittfrequenz, sind eher sekundär zu sehen, da beide Lösungen, wie in den Abschnitten 9.2.1. und 9.2.2. berechnet wurde, die nötigen Motordrehzahlen realisieren können. Zudem wird damit gerechnet, dass die Größe des jeweiligen Steuerprogramms nicht mehr als einige kB beträgt, was die jeweiligen Flashspeicher nur in geringen Maßen belastet. Negativ für das Bussystem hingegen fallen das hohe Gewicht und die 24V Versorgungsspannung aus, für dessen Realisierung noch ein zusätzlicher Wandler benötigt werden würde.

9.4. Auswahl der Hardwarelösung

Trotz des geringeren Preises und des geringeren Gewichtes des Arduinos, wurde sich für die Variante des Bussystems entschieden. Vorrangiger Grund dafür ist, dass das vorgeschlagene System für den industriellen Bereich entwickelt wurde. Im Gegensatz zu dem Arduino, welcher eher im Hobbybereich genutzt wird. Dies ist ein entscheidender Punkt, da durch ein fehlerhaftes Verhalten der Lenkung nicht nur der Fahrer und das Projektfahrzeug, sondern auch Passanten und fremdes Eigentum gefährdet wären. Um die Gewichtserhöhung zu verringern, wird außerdem zukünftig zu prüfen sein, ob es sinnvoll ist die Steuerung, ähnlich wie die Motoren, so in das Fahrzeug zu integrieren, dass sie ohne größeren Aufwand entfernt werden kann.

10. Software

Zur Auswertung der, von den Encodern kommenden, Signale und zur Ansteuerung der Schrittmotoren, welche den Betrieb der hinteren Lenkung bewerkstelligen, wird eine entsprechende Software benötigt. Im folgenden Abschnitt werden die Anforderungen an das dazu zu erstellende Programm dargelegt.

Die grundlegende Aufgabe des Programms besteht darin, die von den beiden Encodern kommenden Signale zu vergleichen und Änderungen mittels Signale an einen Schrittmotor, der wiederum eine Änderung des Lenkwinkels bewirken, zu kompensieren. Als Grundlage dafür dient die Funktion eines P-Reglers. Hierbei wird eine Führungsgröße bestimmt, welche in der Anlage das Signal des Encoders an der vorderen Lenkstange darstellt. Dieses gibt einen sogenannten Sollwert vor. Das zweite Signal kommt vom Encoder an der hinteren Lenkstange und stellt den Istwert dar.

Sind beide Signale vorhanden, wird vom Sollwert der Istwert abgezogen. Die Differenz beider Signale dient nun als Stellgröße, welche als Ausgangssignal an den Motor weiter geleitet wird. Sind beide Signale gleich, ist die Differenz null. Somit wird auch der Motor nicht bewegt.

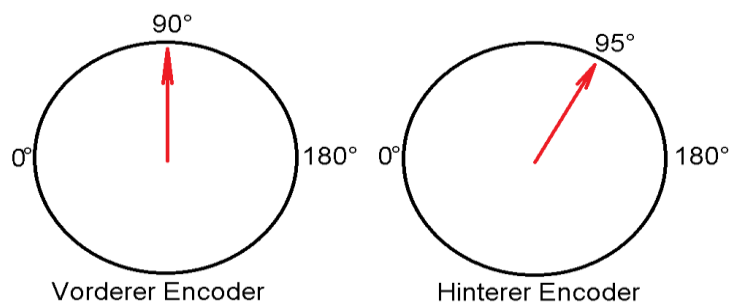


ABBILDUNG 24 SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DER ENCODER

Ist eine Differenz vorhanden, so gibt es zwei Möglichkeiten diese zu interpretieren. Sollte der Istwert vom hinteren Encoder, wie auf der Abbildung 23 dargestellt, größer sein als der Sollwert des vorderen Encoders, ergibt sich folgende Rechnung:

$$90^\circ - 95^\circ = -5^\circ$$

Die fünf Grad stellen dabei den Betrag dar, um den der Motor die hintere Lenkwelle drehen muss, um sie der Vorderen anzupassen. Das negative Vorzeichen hingegen gibt an, dass sich der Motor dazu nach links drehen muss. Die zweite Variante wäre, dass der Sollwert größer als der Istwert ist. Dem entsprechend wäre das Ergebnis positiv und der Motor müsste sich, um den Betrag des Ergebnisses, nach rechts drehen.

Neben der Erfüllung der Grundaufgabe der Regelung, muss das zu erstellende Programm zudem die einzelnen Komponenten, auf die es zugreift, überwachen und auf eventuelles Versagen reagieren können. Eine Übersicht über die möglichen Ausfallarten stellt die Tabelle 16 dar.

10. Software

| Komponente | Ausfallart |
|---|--|
| Steuergeräte | <ul style="list-style-type: none"> - Ausfall (keine Funktion) - Teilausfall (einige Komponenten sind nicht funktionsfähig) - fehlerhafter interner Zustand - fehlerhafte Berechnung der Kenngrößen |
| Sensoren | <ul style="list-style-type: none"> - kein Messwert - falscher Messwert - Kurzschluss - Ausfall |
| Aktuatoren | <ul style="list-style-type: none"> - freies Durchdrehen (stromlos) - Verklemmung - aktive Fehlfunktion (z.B. Ist-Drehzahl entspricht nicht der Soll-Drehzahl) |
| Verbindungsleitungen (Daten-transfer und Energieversorgung) | <ul style="list-style-type: none"> - Unterbrechung (z.B. durch Kabelbruch) - Kurzschluss - fehlerhafte Datenübertragung |
| Energieversorgung | <ul style="list-style-type: none"> - Ausfall - Spannungseinbruch - Kurzschluss |

TABELLE 16 HARDWARE AUSFALLARTEN

Eine Überwachung des Steuergerätes ist, durch das zu erstellende Programm, nicht möglich, da es dazu eines zweiten Steuergerätes bedürfte, welches diese Aufgabe übernimmt.

Um auf den Ausfall einer der andern Komponenten reagieren zu können, sind diese, wie bereits in den vorherigen Abschnitten erläutert, redundant ausgeführt. So werden von jedem der Encoder, durch die darin verbauten zwei Potenziometer, zwei Signale empfangen. Eines dieser Signale wird als Master definiert und mit dem zweiten Slave-Signal verglichen. Sollten beide Signale nicht gleich sein oder eines der beiden Signale nicht vorhanden, wird eine Fehlermeldung herausgegeben und die Motorsteuerung zur Sicherheit abgestellt. Bei dem Vergleich der Signale müssen Toleranzen vorgesehen werden in denen sich diese bewegen können, damit durch kleine, mechanisch verursachte Abweichungen keine falschen Fehlermeldungen entstehen.

Die Überwachung der Schrittmotoren soll im nächsten Schritt, wie folgt, realisiert werden. Der zu Beginn eines Programmdurchlaufs gemessene Istwert des hinteren Encoders wird gespeichert und nach einem Programmdurchlauf, bei dem ein Ausgangssignal an den Schrittmotor gesendet wurde, mit dem nun neu zu messenden Istwert des hinteren Encoders verglichen. Dabei ist eine definierte Wartezeit

10. Software

vorzugeben, damit der Motor auf das Signal reagieren kann. Sollte sich der Wert nicht verändert haben, wird eine Fehlermeldung ausgegeben. In diesen Fall wird der zweite Motor angesteuert und der Erste stillgelegt. Sollte der gleiche Fehler auch bei dem zweiten Motor auftreten, wird erneut eine Fehlermeldung herausgegeben und die Motorsteuerung des Fahrzeuges, aus Sicherheitsgründen, abgestellt.

Einen entsprechenden Ablaufplan, der die verschiedenen Funktionen des zu erstellenden Programms enthält, stellen die Abbildungen 24 und 25 dar.

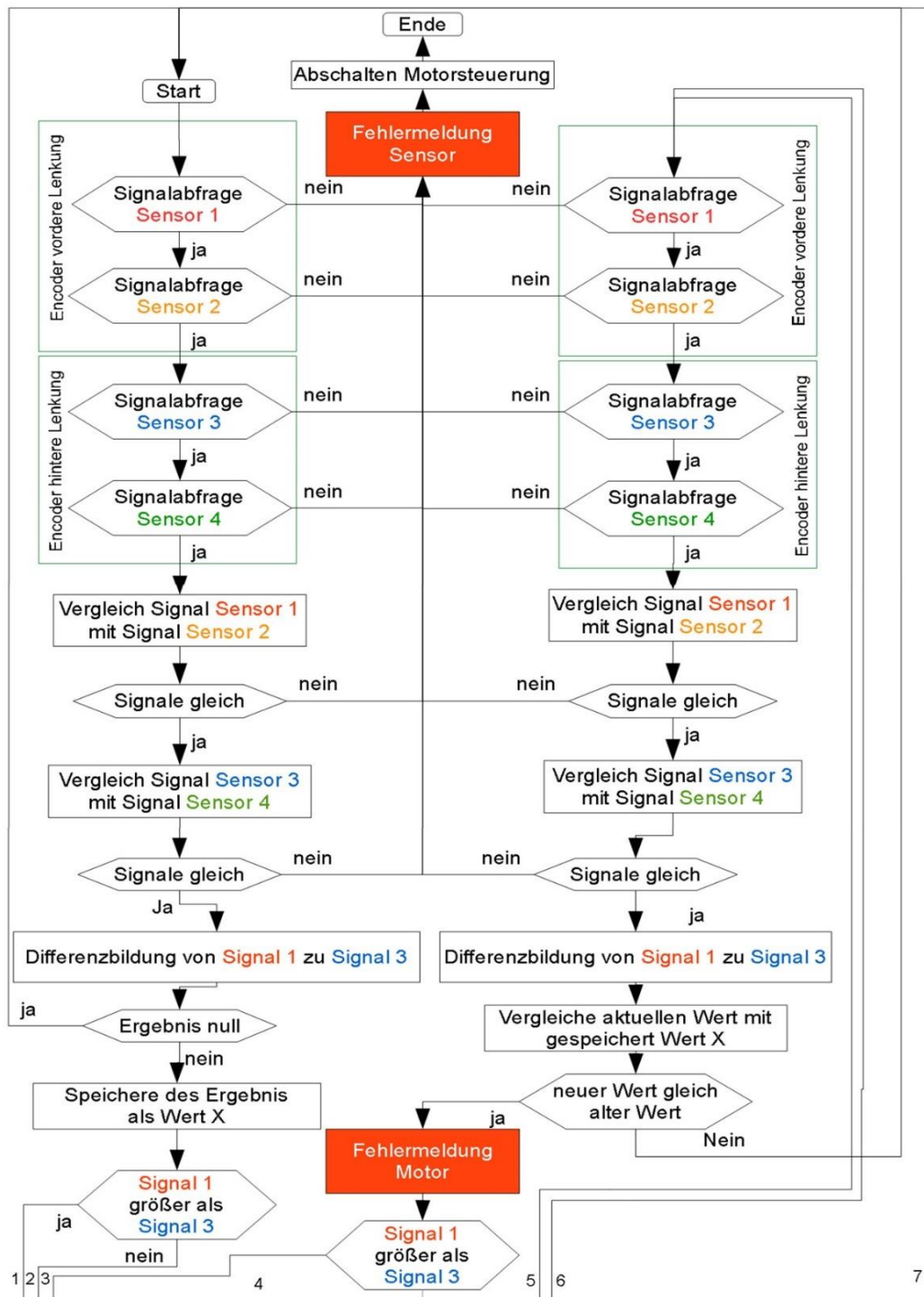


ABBILDUNG 25 PROGRAMMABLAUFPLAN 1

10. Software

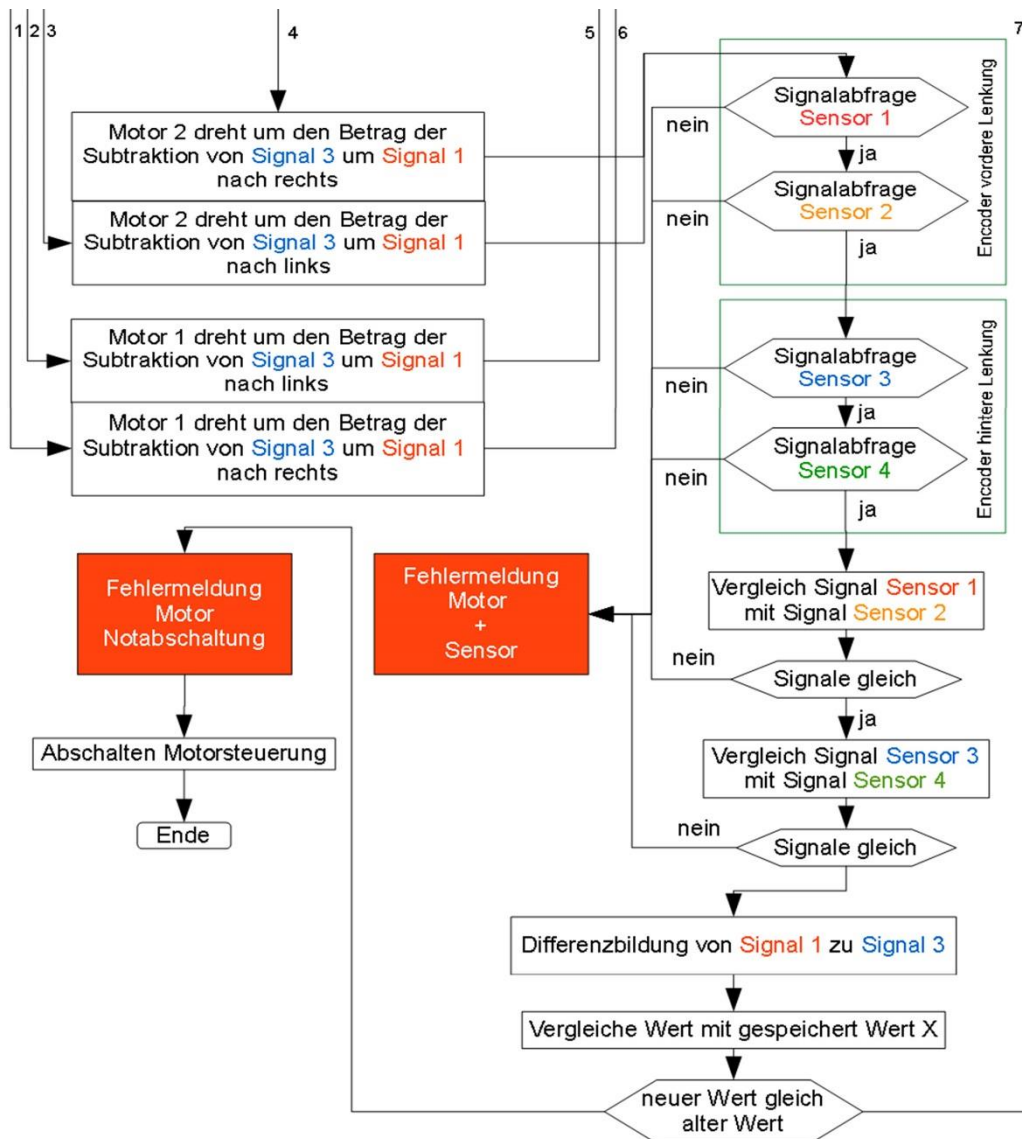


ABBILDUNG 26 PROGRAMMABLAUFPLAN 2

11. Ausblick

11. Ausblick

Für die Weiterführung des Projekts der Hinterradlenkung stehen noch folgende Arbeiten an:

- Beschaffung und Fertigung aller benötigter Komponenten
- Konstruktion des, für die Übersetzung benötigten, Getriebes
- Ein- und Zusammenbau der einzelnen Elemente
- Erstellen der Steuerungssoftware
- Inbetriebnahme und Test der einzelnen Funktionen

Bei der Konstruktion des Getriebegehäuses muss zusätzlich eine Möglichkeit gefunden werden, dieses schnell mit dem Lenkgetriebe zu verbinden bzw. zu entkoppeln. Auf diese Weise soll die Möglichkeit eines schnellen Ein- und Ausbaus realisiert werden. Entsprechende Lösungen müssen in den Industriebeleg, welcher sich mit dem Getriebe beschäftigt, erarbeitet werden.

Alle anstehenden Arbeiten, ob in der Fertigung, beim Zusammenbau oder der Programmierung, müssen mit Sorgfalt durchgeführt werden, um eventuelle Fehlerquellen von vornherein auszuschließen. Zudem kann nicht ausgeschlossen werden, dass nach dem Abschluss der ersten Testreihen weitere Arbeiten anstehen, welche eventuell durch, noch nicht vorhersehbare, Problematiken verursacht werden könnten.

Es wird angestrebt das Projekt vor dem, im Juni stattfindenden SEM-Marathon, abzuschließen, damit die Allradlenkung bei den, davor und danach stattfindenden Präsentationen, einsatzbereit ist.

12. Fazit und Zusammenfassung

12. Fazit und Zusammenfassung

12.1. Zusammenfassung

Die an diese Arbeit gestellten Anforderungen wurden folgendermaßen erfüllt. Zunächst wurden die Randbedingungen, die Anforderungen des Teams und die gesetzlichen Vorschriften betrachtet. Dazu mussten sämtliche Werte zur Ermittlung des wirkenden Lastmoments am Lenkgetriebe, durch die notwendige Versetzung des selbigen, neu berechnet werden. Für die Berechnungen wurden sowohl Spurstange, sowie Spurhebel mittels der Ackermannbedingung neu ausgelegt. Zudem stellte sich heraus, dass alle Arten von „Steer-by-Wire-Systemen“ ohne mechanischer Rückfallebene, laut StZVO, für den Straßengebrauch nicht zulässig sind.

Im nächsten Schritt wurden die Motoren und das Getriebe zur Ansteuerung der Lenkung ausgesucht. Dafür wurden zunächst die Reaktionszeit des Systems und durch diese, die benötigte minimale Motordrehzahl ermittelt. Mithilfe dieses Wertes und des berechneten maximalen Lastmoments konnte nun nachgewiesen werden, dass eine Umsetzung des Systems, im zuvor definierten Echtzeitbereich, möglich ist. Dazu wurde, um das hohe Lastmoment auszugleichen, ein Getriebe mit der Übersetzung von 1:25 als notwendig ermittelt.

Zur Umsetzung dieses Getriebes wurden 3 Varianten erstellt und in dem CAD-Programm Catia V5 konstruiert. Zudem wurden zu jedem einzelnen Konzept die Vor- und Nachteile ermittelt und auf deren Basis eine Entscheidung für die beste Variante getroffen. Als am besten geeignet hat sich dabei die Variante eines Schneckengetriebes herausgestellt, da dieses nicht nur die geforderten Momente und Drehzahlen aufnehmen kann, sondern auch der Einbau der redundanten Motoren, sich bei dieser Lösung am besten umsetzen lässt. Als einziger Nachteil hat sich die zusätzliche Schmierung herausgestellt. Um diese zu realisieren ist die Konstruktion eines entsprechenden Getriebegehäuses notwendig. Die Auslegung und Konstruktion dieser Komponente wird allerdings von den Herren Roßner und Gäbler, in Form eines Industriebeleges, angefertigt.

Der folgende Abschnitt beschäftigt sich mit dem Aufbau und der Verteilung der einzelnen Hardwarekomponenten im Fahrzeug, wozu eine Übersicht erstellt wurde, welche die Verteilung der verschiedenen Elemente im Fahrzeug darstellt.

12. Fazit und Zusammenfassung

Im Anschluss daran, stand die Konstruktion der Encodereinheiten. Dazu wurden verschiedene Möglichkeiten zur Erfassung von Winkelstellungen untersucht und sich dafür entschieden, die Messung mittels analog wirkender Potenziometern zu realisieren. Für die Fertigung der Encoder wurde ein CAD-Model erstellt und die zur Fertigung benötigten technischen Zeichnungen abgeleitet.

Der nächsten Abschnitt beschäftigt sich mit den verschiedenen Möglichkeiten für die Umsetzung der Steuerung und der, für die Schrittmotoren, benötigten Motortreiber. Dazu wurde ein System, bestehend aus einem Mikrocontroller der Firma Arduino und ein weiteres, bestehend aus einem Bussystem der Firma Beckhoff, miteinander verglichen. Herausgearbeitet wurden jeweils die verschiedenen technischen Details. Außerdem wurde ein Kostenvergleich beider Varianten durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass beide Systeme in der Lage sind, die an sie gestellten Anforderungen zu erfüllen, wobei der Arduino Mikrocontroller in den Bereichen Kosten, Gewicht und Schrittauflösung dem Bussystem überlegen ist. Dennoch wurde sich für das Bussystem entschieden, da dieses, in den Bereichen Sicherheit und Zuverlässigkeit, die bessere Lösung darstellt.

Der letzte Abschnitt der Arbeit, beschäftigt sich mit dem Erstellen der Anforderungen für das Steuerungsprogramm. Darin wird zunächst, als zentrales Element, die Regelung mittels eines P-Reglers beschrieben, welcher Soll- und Istwerte miteinander vergleicht und so die Steuerung der Schrittmotoren realisiert. Zudem wurden verschiedene Sicherheitsysteme festgelegt, welche in der Software implementiert werden müssen. Darunter die Abfrage der einzelnen Eingangssignale der Encoder und eine Überprüfung der Reaktion der Schrittmotoren auf entsprechende Ausgangssignale. Sollte bei einer dieser Funktionen ein Fehler auftreten, muss eine Fehlermeldung an den Fahrer realisiert werden bzw. eine Notabschaltung des Fahrzeuges erfolgen, umso Unfälle zu vermeiden.

12. Fazit und Zusammenfassung

12.2. Fazit

Durch die Bachelorarbeit wurden, mit Ausnahme des Getriebes und des Steuerprogramms, alle Vorarbeiten zur Implementierung der geplanten, digital angesteuerten Hinterradlenkung geleistet.

Dazu wurde die gesamte hintere Lenkkinematik überarbeitet, sowie verschiedene Möglichkeiten zur Umsetzung der Hardware bzw. der Übersetzung zwischen Lenkgetriebe und Motor miteinander verglichen. Auf Basis der dabei erhaltenen Daten ist eine finale Variante entstanden, die alle an sie gestellten Anforderungen entspricht. In dieser Variante enthalten sind, ein Embedded PC der Firma Beckhoff, ein Schneckengetriebe zur Übersetzung, sowie ein Schrittmotor als Antrieb. Zudem wurde sich dafür entschieden, die Erfassung der jeweiligen Lenkwinkelstellungen mittels Potenziometers zu erfassen.

Alle weiteren Arbeiten, wie der Einbau der Komponenten, die Erstellung des Steuerungsprogramms, sowie etwaige Tests konnten vor Abschluss der Arbeit noch nicht durchgeführt werden, da der Konstruktionsstand des Fahrzeuges dies, zu dem aktuellen Zeitpunkt, noch nicht zuließ.

Die ausstehenden Arbeiten sollen allerdings, noch vor der Teilnahme am Shell Eco Marathon, im Juni 2016, abgeschlossen sein, damit die Hinterradlenkung für die, zu diesem Zeitpunkt geplanten, Ausstellungen und Präsentationen des Projektfahrzeuges zur Verfügung zu steht.

12. Literaturverzeichnis

Literaturverzeichnis

- Beckhoff. (30. 09 2015). *www.beckhoff.com*. Von http://download.beckhoff.com/download/document/motion/as1000_ba_de.pdf abgerufen
- Beckhoff. (30. 10 2015). *www.beckhoff.com*. Von http://www.beckhoff.de/default.asp?drive_technology/ag2300_sp075s.htm?id=2418291026339333 abgerufen
- Beckhoff. (30. 10 2015). *www.beckhoff.com*. Von <http://www.beckhoff.de/AS1060/> abgerufen
- Beckhoff. (30. 10 2015). *www.beckhoff.com*. Von http://www.beckhoff.de/default.asp?embedded_pc/cx9020.htm abgerufen
- Bundesamt der Justiz und für Verbraucherschutz. (1994). *ECE-R 79 (zu §38 StVZO), Stand 5.12.1994*.
- Bundesamt der Justiz und für Verbraucherschutz. (1999). *EWG 70/311 (92/62) Anhang I, Stand 2.7.1992 (EWG 1999)*.
- Bundesamt der Justiz und für Verbraucherschutz. (2000). *§38 StVZO*.
- fff2. (30. 10 2015). *fff2.at*. Von <http://fff2.at/drupal/content/datenblatt-des-arduino-uno> abgerufen
- Georgano, N. (2001). *The Beaulieu Encyclopedia of the Automobile, Volume 3 P–Z. Fitzroy Dearborn Publishers, ISBN 1-57958-293-1 (englisch)*. Chicago.
- HeinrichKü. (2011). „Einfacher Regelkreis n“ von Loki 66 - [1] by HeinrichKü. *Lizenziert unter CC BY-SA 3.0 über Wikimedia Commons - https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Einfacher_Regelkreis_n.svg#/media/File:Einfacher_Regelkreis_n.svg*.
- Peter Pfeffer, Manfred Harrer. (2011). *Lenkungshandbuch-Lenkssysteme, Lenkgefühl, Lenkdynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Verlag.
- Royal Dutch Shell. (2015). *Shell Eco Marathon 2015 official Rules Chapter I, Article 28*.
- Stepanov, Vitalij. (2011). <https://core.informatik.haw-hamburg.de/bib/eigene/s-mcrsl-11.pdf>. Hamburg.
- Theis, Irina. (2002). *Das Steer-by-Wire System im - Analyse der menschlichen Zuverlässigkeit/*. <http://mediatum.ub.tum.de/doc/601867/document.pdf>. Technischen Universität München.
- Verein deutscher Ingenieure. (1988). *VDI VDE 3542*.
- W. Matschinsky. (2007). *Radführung der Straßenfahrzeuge, Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Springer.
- www.focus.de. (2013). http://www.focus.de/auto/news/tid-31015/allradlenkung-bei-porsche-um-die-ecke-gedacht-beim-porsche-911-turbo_aid_979660.html. Focus.

Selbstständigkeitserklärung

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Hilfe verfasst und keine anderen Hilfsmittel als angegeben verwendet habe. Insbesondere versichere ich, dass alle wörtlichen und sinngemäßen Übernahmen aus anderen Werken gekennzeichnet sind.

Ort

Datum

Unterschrift

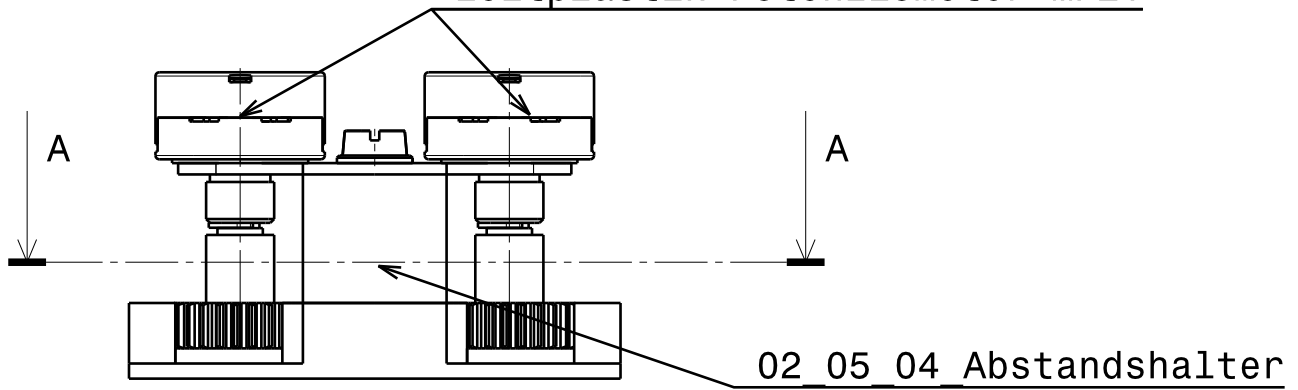
Abbildungsverzeichnis

| | |
|--|----|
| Abbildung 1 Catia-Modell des E-Pick | 1 |
| Abbildung 2 Kontinuierlicher Regelkreis | 9 |
| Abbildung 3 Technische Zeichnung Lenkung | 13 |
| Abbildung 4 Darstellung der Einbauproblematik des Lenkgetriebes..... | 14 |
| Abbildung 5 Darstellung möglicher Verschiebung des Lenkgetriebes | 15 |
| Abbildung 6 Darstellung des Lenkgetriebeversatzes | 15 |
| Abbildung 7 Simulation des Fahrwerkes mit einen Einschlag von 15° | 16 |
| Abbildung 8 Simulation des Fahrwerkes mit einen Einschlag von 7,27° | 16 |
| Abbildung 9 Lenkkinematik im Ruhezustand | 17 |
| Abbildung 10 Lenkkinematik im eingeschlagenen Zustand | 18 |
| Abbildung 11 Fahrzeugkoordinaten | 20 |
| Abbildung 12 Definition der Lenkungs-Kenngrößen bei „fester“ Spreizachse..... | 23 |
| Abbildung 13 Radträger..... | 23 |
| Abbildung 14 Am Radträger wirkende Kräfte und Momente..... | 24 |
| Abbildung 15 Kraft und Lastmoment am Lenkgestänge | 25 |
| Abbildung 16 Technische Daten für Schrittmotor AS1060..... | 29 |
| Abbildung 17 Kennlinien-Diagramm AS1060-xxxx (Quelle: Dokumentation Schrittmotoren AS1000, S.42, Firma Beckhoff) | 32 |
| Abbildung 18 Technische Angaben der Gretriebebaureihe AG2300 der Firma Beckhoff | 34 |
| Abbildung 19 Motor 1, Planetengetriebe 2, Lenkgestänge 3 | 35 |
| Abbildung 20 Lenkung mit Schneckengetriebe..... | 36 |
| Abbildung 21 Lenkgetriebe mit Einstufenübersetzung..... | 37 |
| Abbildung 22 Schema der Hardwareverteilung im Fahrzeug..... | 39 |
| Abbildung 23 Redundanter Encoder (1 Potentiometer, 2 Lenkwelle) | 40 |
| Abbildung 24 Schematische Darstellung der Encoder..... | 46 |
| Abbildung 25 Programmablaufplan 1 | 48 |
| Abbildung 26 Programmablaufplan 2 | 49 |

Tabellenverzeichnis

| | |
|---|----|
| Tabelle 1 Abkürzungsverzeichnis | V |
| Tabelle 2 Einheitenverzeichnis | VI |
| Tabelle 3 Randbedingungen..... | 12 |
| Tabelle 4 Lenkwinkelvergleich und Differenzwinkel..... | 18 |
| Tabelle 5 Lenkkräfte mit entsprechenden Lastfaktoren | 22 |
| Tabelle 6 Lenkparameter mit entsprechenden Messwerten | 23 |
| Tabelle 7 Umlaufzeiten für definierte Lenkeinschläge | 27 |
| Tabelle 8 Randwerte zur Motorauswahl | 28 |
| Tabelle 9 Neue Randwerte zur Motorauswahl..... | 28 |
| Tabelle 10 Drehzahl und Lastmoment im Verhältnis zur Drehzahl | 31 |
| Tabelle 11 Eigenschaften der verschiedenen Getriebelösungen..... | 38 |
| Tabelle 12 Kostenvergleich Mikrocontroller/Bussystem | 44 |
| Tabelle 13 Kosten der benötigten Zusatzkomponenten | 44 |
| Tabelle 14 Gesamtkosten der verschiedenen Hardwarelösungen | 44 |
| Tabelle 15 Technische Daten Mikrocontroller/Bussystem | 45 |
| Tabelle 16 Hardware Ausfallarten | 47 |

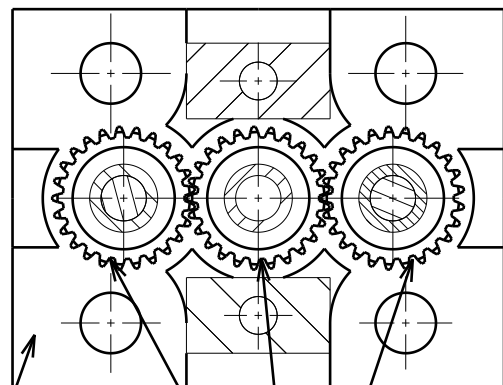
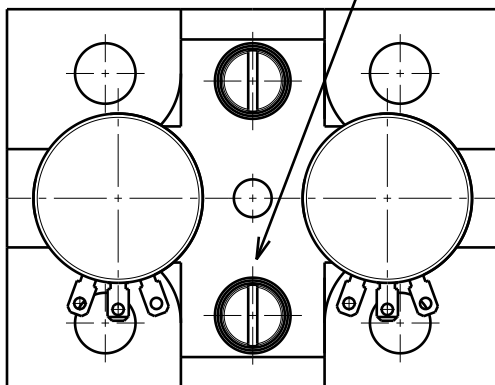
Leitplastik-Potenzio­meter MP21



02 05 03 Halterplatte

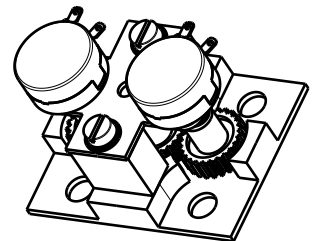
02 05 04 Abstandshalter

Schnitt A-A

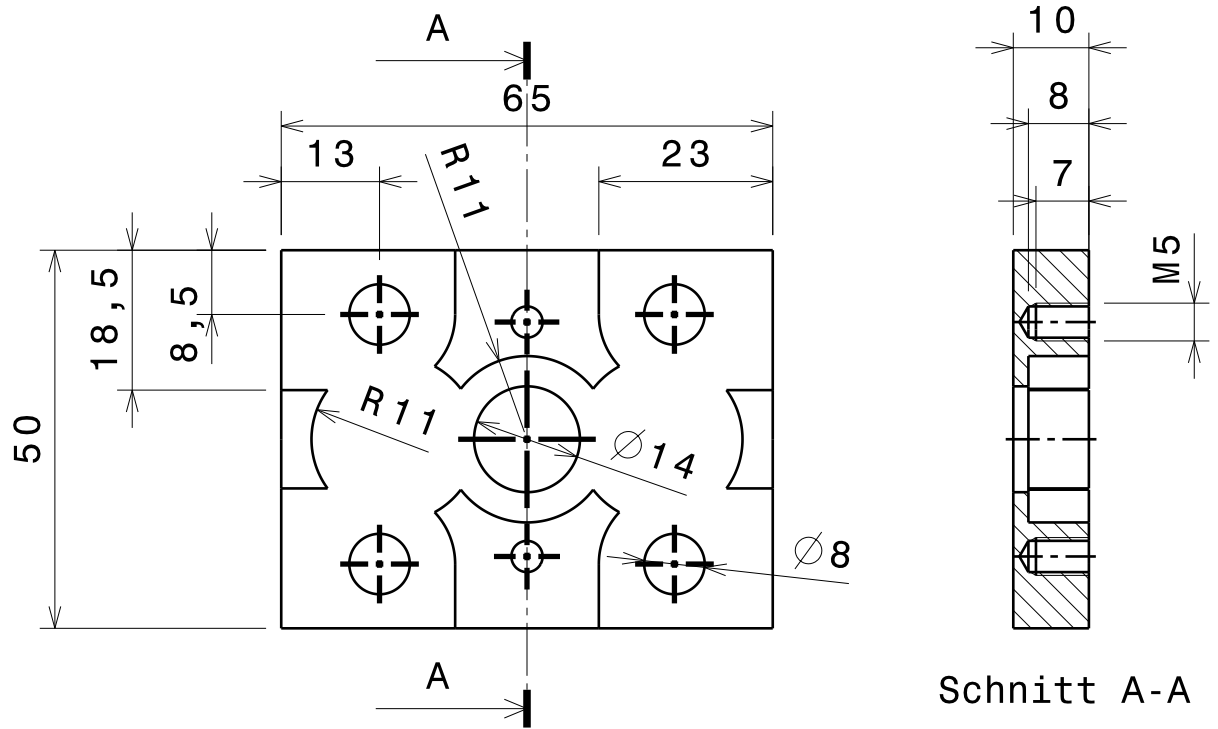


02 05 02 Grundplatte

Mädler 28202500.1

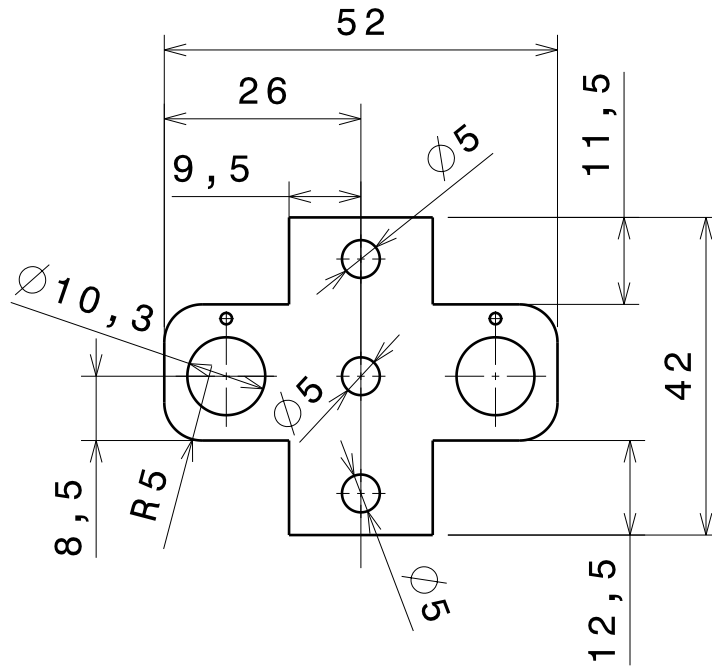


| | | | | | | |
|--------------|--|-------------------------------------|---------------------|-------------------------------------|---------------------------------------|------------------|
| | | Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768 | | Oberfl. | Maßstab 1:1 Werkstoff, Halbzeug | Gewicht 100g |
| | | 2015 Bearb. Gepr. Norm | Datum 30.10.2015 | Name Steinfeld | Benennung 02_05_Encoder | |
| FH Merseburg | | | | Zeichnungsnummer 02_05_01 | | Blatt 1 1 Bl. |
| | | | | Zust. | Änderung | Datum |

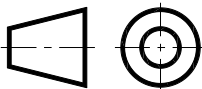


Schnitt A-A

| | | | | | | |
|-------|----------|-------------------------------------|------------|-----------------|--|-----------------|
| | | Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768 | | Oberfl. | Maßstab 1:1 | Gewicht ca. 22g |
| | | | | | Werkstoff, Halbzeug Aluminium | |
| | | 2015 | Datum | Name | Benennung 02_05_02_Grundplatte | |
| | | Bearb. | 30.10.2015 | Steinfeld | | |
| | | Gepr. | | | | |
| | | Norm | | | | |
| | | FH Merseburg | | | Zeichnungsnummer | Blatt 1 |
| | | | | | 02_05_02_01 | 1 Bl. |
| Zust. | Änderung | Datum | Name | Urspr. CATIA V5 | Ers.f.: | Ers.d.: |



t = 1,5



Zul. Abw.
mittel
DIN ISO 2768

Oberfl.

Maßstab 1:1

Gewicht ca. 1g

Werkstoff, Halbzeug

Aluminium

| | | |
|--------|------------|-----------|
| 2015 | Datum | Name |
| Bearb. | 30.10.2015 | Steinfeld |
| Gepr. | | |
| Norm | | |

Benennung

02_05_03_Halteplatte

FH Merseburg

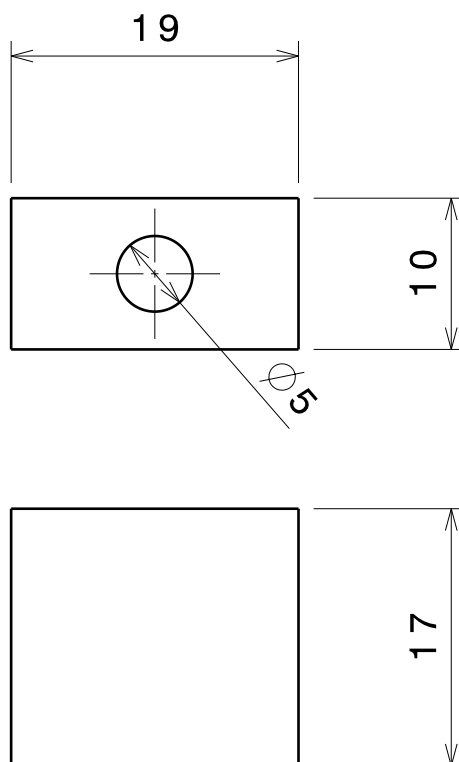
Zeichnungsnummer

02_05_03_01

Blatt 1

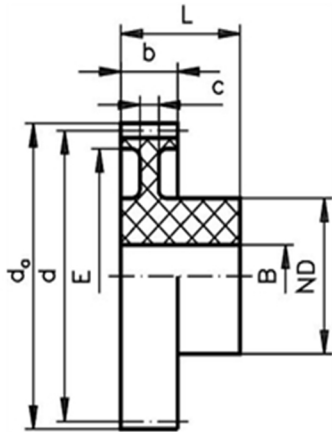
1 Bl.

| | | | | | | | |
|-------|----------|-------|------|--------|----------|---------|---------|
| Zust. | Änderung | Datum | Name | Urspr. | CATIA V5 | Ers.f.: | Ers.d.: |
|-------|----------|-------|------|--------|----------|---------|---------|



| | | | | | | | | | |
|-------|----------|-------|------|-------------------------------------|------------|-----------|---|----------------|---------|
| | | | | Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768 | | Oberfl. | Maßstab 2:1 | Gewicht ca. 3g | |
| | | | | | | | Werkstoff, Halbzeug Aluminium | | |
| | | | | 2015 | Datum | Name | Benennung 02_05_04_Abstandshalter | | |
| | | | | Bearb. | 30.10.2015 | Steinfeld | | | |
| | | | | Gepr. | | | | | |
| | | | | Norm | | | | | |
| | | | | FH Merseburg | | | Zeichnungsnummer 02_05_04_01 | | Blatt 1 |
| | | | | | | | 1 Bl. | | |
| Zust. | Änderung | Datum | Name | Urspr. | CATIA V5 | | Ers.f.: | Ers.d.: | |

**Stirnzahnrad aus Azetalharz gespritzt mit Nabe Modul 0,7 25 Zähne Zahnbreite 6mm
 Außendurchmesser 18,9mm**



Werkstoff: Azetalharz

In gespritzter Ausführung.

Bohrungen spanabhebend bearbeitet.

Eingriffswinkel 20 °.

Hohe Härte und niedriger Reibungskoeffizient lassen einen viel seitigen Einsatz dieser Kunststoffzahnräder auch unter Wasser zu. Werkstoffrichtwerte siehe Datenblatt.

Hinweis für mechanische Bearbeitung

Diese Spritzgussteile weisen im Inneren fertigungsbedingte Lunkenstellen auf und sollten daher nur geringfügig aufgebohrt werden. Bei größeren Bohrungen und beim Nuten werden die Lunkenstellen sichtbar. Die Funktion wird dadurch aber oft nicht beeinträchtigt.

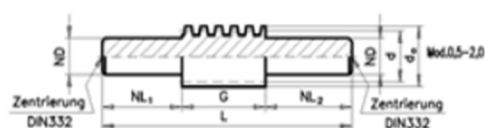
Artikelnr.: 28202500

Staffelpreis in EUR pro STK:

| | | | | | | | |
|-----|------|------|------|-----|------|------|------|
| 1 | 5 | 10 | 25 | 50 | 100 | 250 | 500 |
| 0,7 | 0,67 | 0,65 | 0,62 | 0,6 | 0,57 | 0,51 | 0,45 |

| | |
|-------------------|------|
| Zähnezahl | 25 |
| b [mm] | 6 |
| da [mm] | 18,9 |
| d [mm] | 17,5 |
| ND [mm] | 9 |
| E [mm] | 13,5 |
| L [mm] | 15 |
| c [mm] | 3 |
| Vorbohrung B [mm] | 6 |
| zul. MD [Ncm] | 13,4 |
| Gewicht [g] | 2,2 |

Schneckenwelle aus 11SMnPb30 Modul 2 2-gängig rechts



Werkstoff: Stahl 11SMnPb30. Diese Schneckenwellen können mit den verschiedenen zweigängigen Standard-Schneckenrädern kombiniert werden. Dabei muss jeweils der Modul übereinstimmen. Durch die unterschiedlichen Schneckenräder können verschiedene Übersetzungen bei verschiedenen Achsabständen realisiert werden (siehe Aufistung auf der PDF-Katalogseite der Schneckenräder). Eingriffswinkel 20°.

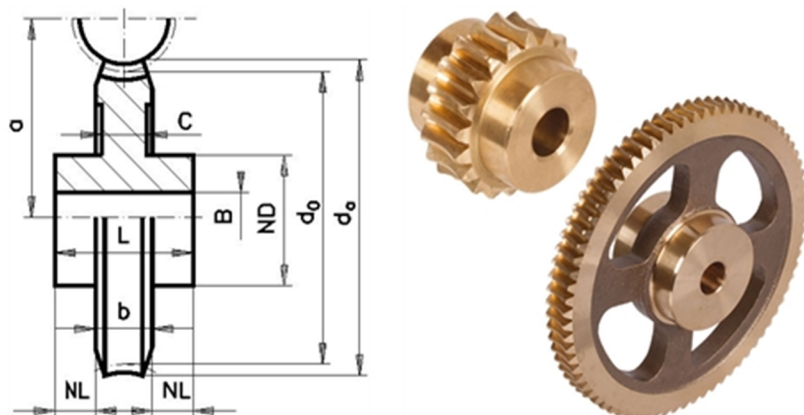
Artikelnr.: 30150100

Staffelpreis in EUR pro STK:

| 1 | 5 | 10 | 25 | 50 | 100 |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 74,25 | 70,87 | 67,48 | 46,49 | 33,19 | 24,82 |

| | |
|--------------------------------|-----|
| Modul | 2,0 |
| d [mm] | 32 |
| d _a [mm] | 36 |
| ND ^{+0,2 / +0,4} [mm] | 25 |
| NL ₁ [mm] | 50 |
| G [mm] | 45 |
| NL ₂ [mm] | 36 |
| L [mm] | 131 |
| Gewicht [g] | 620 |

Schneckenrad aus Bronze Modul 2 50 Zähne 2-gängig rechts



Werkstoff: G-CuSn12, Zähne hohlgefräst.

Zweigängige Schneckenräder mit beidseitiger Nabe. Zur Kombination mit zweigängigen Standard-Hohlschnecken oder Standard-Schneckenwellen Modul 2,0. Durch die unterschiedlichen Schneckenräder können verschiedene Übersetzungen bei verschiedenen Achsabständen realisiert werden (siehe Auflistung auf der PDF-Katalogseite).

Eingriffswinkel 20° .

Wirkungsgrad: ca. 0,66. Nicht selbsthemmend. *Die Schneckenräder werden je nach Vormaterial mit oder ohne Maß C geliefert!

Artikelnr.: 30152000

Staffelpreis in EUR pro STK:

| | | | | | |
|--------|--------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 5 | 10 | 25 | 50 | 100 |
| 128,18 | 120,64 | 113,1 | 87,22 | 61,69 | 59,49 |

| | |
|--------------|--------|
| Zähnezahl | 50 |
| Übersetzung | 25 : 1 |
| d_0 [mm] | 100 |
| d_a [mm] | 105,6 |
| ND [mm] | 40 |
| NL [mm] | 10/10 |
| b [mm] | 14 |
| L [mm] | 34 |
| C * [mm] | 11 |
| a [mm] | 66 |
| BH7 [mm] | 12 |
| zul. MD [Nm] | 48,90 |
| Gewicht [g] | 760 |

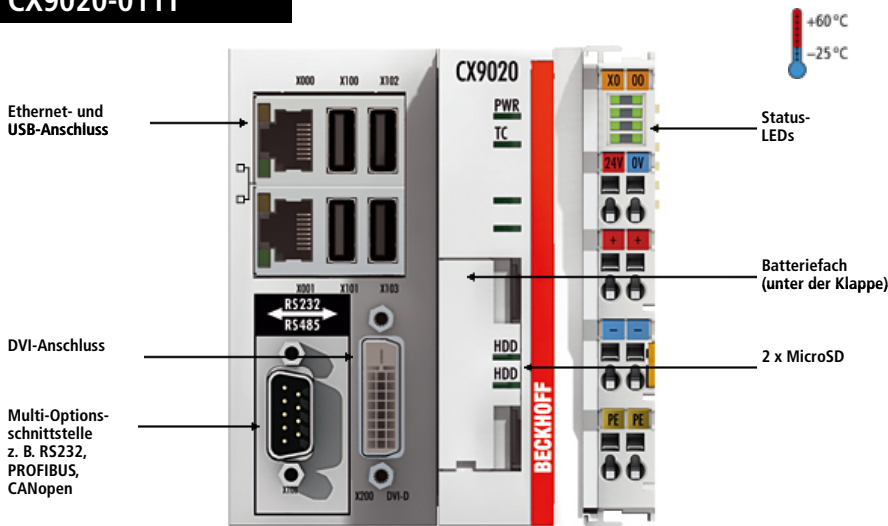


AS1060 | Schrittmotor 5,0 Nm (Stillstands Drehmoment)

| Angaben für 50 V DC | AS1060-wxyz |
|-----------------------------------|-----------------------|
| Flanschmaß | 86 mm (NEMA34) |
| Nennanschlussspannung | 24...50 V DC |
| Nennstrom (pro Phase) | 5,0 A |
| Stillstands Drehmoment | 5,0 Nm |
| Wicklungswiderstand (pro Phase) | 0,36 Ω |
| Wicklungsinduktivität (pro Phase) | 2,80 mH |
| Rotorträgheitsmoment | 3,0 kgcm ² |
| Auflösung | 1,8°/200 Vollschritte |
| Abmessungen (r x Länge) | 86 mm x 97 mm |
| Gewicht | 2,85 kg |

| Bestellschlüssel AS1060-wxyz | |
|---------------------------------|---|
| w = 0 | glatte Welle mit 2 Abflachungen |
| w = 1 | Welle mit Nut- und Passfeder nach DIN 6885 (nur verfügbar bei AS1060) |
| x = 0 | Standardmotor ohne zweites Wellenende |
| x = 1 | zweites Wellenende (nur verfügbar bei AS1020, AS1050, AS1060), notwendig für y = 1 und y = 2 |
| y = 0 | ohne Inkremental-Encoder |
| y = 1 | Inkremental-Encoder 24 V DC, 200 Striche (nur verfügbar bei AS1020, AS1050, AS1060), erfordert x = 1 |
| y = 2 | Inkremental-Encoder 24 V DC, 1024 Striche (nur verfügbar bei AS1020, AS1050, AS1060), erfordert x = 1 |
| z = 0 | Standardausführung |

| Zubehör | |
|-----------------------|--|
| KL2541 | Schrittmotor-Busklemme, I _{MAX} = 5 A, 50 V, IP 20 |
| EL7041 | Schrittmotor-EtherCAT-Klemme, I _{MAX} = 5 A, 50 V, IP 20 |
| ZK4000-5100-2xxx | Encoderleitungen für Schrittmotoren AS1000, an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |
| ZK4000-6200-2xxx | Motorleitungen für Schrittmotoren AS1000, 4 x 0,5 mm ² , an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |
| ZK4000-6700-2xxx | Motorleitungen für Schrittmotoren AS1000, geschirmt, an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |
| EP7041-3002 | EtherCAT Box, Schrittmotormodul 50 V DC, 5 A, 2 Phasen, mit Inkremental-Encoder, 2 digitale Eingänge 24 V DC, 1 digitaler Ausgang 24 V DC, für Highspeed-Anwendungen |
| ZK4000-5151-xxxx | Encoderleitungen für Schrittmotoren AS1000, geschirmt, an EtherCAT Box EP7041 |
| ZK4000-6261-xxxx | Motorleitungen für Schrittmotoren AS1000, 4 x 0,5 mm ² , an EtherCAT Box EP7041 |
| AG1000-+PM81.i | Planetengetriebe, Mn= 20 Nm, Mb= 30 Nm, Verdrehspiel \leq 0,5°, für AS1060 |



i CX9020 | CPU-Grundmodul

Der CX9020 ist eine kompakte, hutschienenmontierbare Ethernet-Steuerung mit 1-GHz-ARM-Cortex™-A8-CPU. Der Anschluss für die Beckhoff I/O-Systeme ist direkt im CPU-Modul integriert. Das Gerät verfügt über eine automatische Erkennung des jeweiligen Bussystems (K-Bus oder E-Bus) und schaltet in den entsprechenden Modus. Der CX9020 umfasst die CPU mit zwei MicroSD-Kartenslots, den internen Arbeitsspeicher (RAM) und 128 kB NOVRAM als nicht-flüchtigen Speicher. Zwei geschaltete Ethernet-RJ45-, vier USB-2.0- sowie eine DVI-D-Schnittstelle gehören ebenfalls zur Basisausstattung. Die RJ45-Schnittstellen sind auf einen internen Switch geführt und bieten eine einfache Möglichkeit zum Aufbau einer Linientopologie ohne den zusätzlichen Einsatz von Ethernet-Switchen. Das Betriebssystem ist Microsoft Windows Embedded Compact 7. Durch die Automatisierungssoftware TwinCAT 2 wird das CX9020-System zu einer leistungsfähigen SPS und Motion-Control-Steuerung, die mit oder ohne Visualisierung eingesetzt werden kann. Optional kann das Gerät mit einer Feldbus-, einer seriellen oder einer Audioschnittstelle bestellt werden.

Der erweiterte Betriebstemperaturbereich von -25...+60 °C ermöglicht den Einsatz in klimatisch anspruchsvollen Anwendungen.


Die Bestellbezeichnung des CPU-Grundmoduls ergibt sich aus folgender Bezeichnungssystematik:

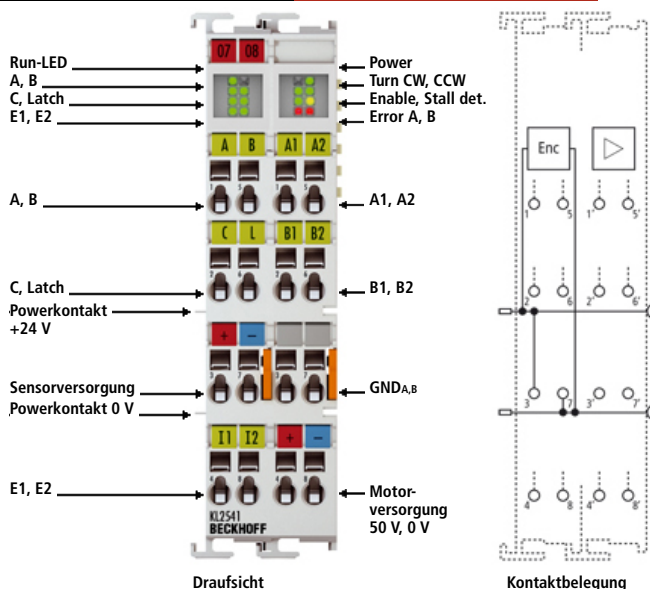
| | |
|---|---|
| <p>CX9020-011T</p> <ul style="list-style-type: none"> 0 = ohne TwinCAT 1 = mit TwinCAT-2-PLC-Runtime 2 = mit TwinCAT-2-PLC/NC-Runtime | <p>Optionsschnittstellen:</p> <ul style="list-style-type: none"> CX9020-N020 = Audioschnittstelle CX9020-N030 = RS232, D-Sub-Stecker CX9020-N031 = RS422/RS485, D-Sub-Buchse CX9020-B110 = EtherCAT-Slave, EtherCAT IN und OUT (2 x RJ 45) CX9020-M310 = PROFIBUS-Master, D-Sub-Buchse, 9-polig CX9020-B310 = PROFIBUS-Slave, D-Sub-Buchse, 9-polig CX9020-M510 = CANopen-Master, D-Sub-Stecker, 9-polig CX9020-B510 = CANopen-Slave, D-Sub-Stecker, 9-polig CX9020-M930 = PROFINET RT, Controller CX9020-B930 = PROFINET RT, Device, Ethernet (2 x RJ-45-Switch) CX9020-B950 = EtherNet/IP-Slave, Ethernet (2 x RJ-45-Switch) |
|---|---|

| Technische Daten | CX9020 |
|-------------------------------|--|
| Prozessor | ARM Cortex™-A8, 1 GHz (TC3: 30) |
| Flash-Speicher | 512 MB MicroSD (optional erweiterbar), 2 x MicroSD-Kartenslot |
| Interner Arbeitsspeicher | 1 GB DDR3-RAM |
| Persistenter Speicher | 128 kB NOVRAM integriert |
| Schnittstellen | 2 x RJ45 (Ethernet, interner Switch), 10/100 MBit/s, DVI-D, 4 x USB 2.0, 1 x Optionsschnittstelle |
| Diagnose-LED | 1 x Power, 1 x TC-Status, 2 x Flash-Zugriff, 2 x Bus-Status |
| Uhr | interne, batteriegepufferte Uhr für Zeit und Datum (Batterie wechselbar) |
| Betriebssystem | Microsoft Windows Embedded Compact 7, englisch |
| Steuerungssoftware | TwinCAT-2-PLC-Runtime oder TwinCAT-2-NC-PTP-Runtime |
| Spannungsversorgung | 24 V DC (-15 %/+20 %) |
| Stromversorgung E-Bus/K-Bus | 2 A |
| Max. Verlustleistung | 5 W (einschließlich der Systemschnittstellen) |
| Abmessungen (B x H x T) | 84 mm x 99 mm x 91 mm |
| Gewicht | ca. 590 g |
| Betriebs-/Lagertemperatur | -25...+60 °C/-40...+85 °C |
| Relative Feuchte | 95 % ohne Betauung |
| Schwingungs-/Schockfestigkeit | gemäß EN 60068-2-6/EN 60068-2-27 |
| EMV-Festigkeit/-Aussendung | gemäß EN 61000-6-2/EN 61000-6-4 |
| Schutzart | IP 20 |
| TC3-Leistungsklasse | economy plus (30); eine Übersicht der einzelnen TwinCAT-3-Leistungsklassen finden Sie hier |

| Bestellangaben | optional TwinCAT 3 | TwinCAT-2-PLC-Runtime | TwinCAT-2-NC-PTP-Runtime |
|----------------|--------------------|-----------------------|--------------------------|
| CX9020-0110 | x | – | – |
| CX9020-0111 | – | x | – |
| CX9020-0112 | – | – | x |

| Zubehör | |
|------------------|---|
| CX9020-N020 | Audio-Schnittstelle, 3 x 3,5-mm-Klinkenstecker, Line-In, Mic-In, Line-Out |
| CX9020-N030 | RS232-Schnittstelle, D-Sub-Stecker, 9-polig |
| CX9020-N031 | RS485-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig, Konfiguration als Endpunkt, ohne Echo, Terminierung on |
| CX9020-N031-0001 | RS485-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig, Konfiguration als Endpunkt, mit Echo, Terminierung on |
| CX9020-N031-0002 | RS485-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig, Konfiguration als Drop-Point, ohne Echo, Terminierung off |
| CX9020-N031-0003 | RS485-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig, Konfiguration als Drop-Point, mit Echo, Terminierung off |
| CX9020-N031-0004 | RS422-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig, Konfiguration als Vollduplex-Endpunkt, Terminierung on |
| CX9020-B110 | EtherCAT-Slave-Schnittstelle, EtherCAT IN und OUT (2 x RJ45) |
| CX9020-M310 | PROFIBUS-Master-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig |
| CX9020-B310 | PROFIBUS-Slave-Schnittstelle, D-Sub-Buchse, 9-polig |
| CX9020-M510 | CANopen-Master-Schnittstelle, D-Sub-Stecker, 9-polig |
| CX9020-B510 | CANopen-Slave-Schnittstelle, D-Sub-Stecker, 9-polig |
| CX9020-M930 | PROFINET-RT-Controller-Schnittstelle, Ethernet (2 x RJ45) |
| CX9020-B930 | PROFINET-RT-Device-Schnittstelle, Ethernet (2 x RJ45-Switch) |
| CX9020-B950 | EtherNet/IP-Slave-Schnittstelle, Ethernet (2 x RJ45-Switch) |
| CX9020-U900 | interne kapazitive 1-Sekunden-USV zum sicheren Abspeichern der persistenten Anwendungsdaten auf die MicroSD-Karte |

| | |
|---|---|
|  Produktankündigung | CX9020-0111, CX9020-N0xx, CX9020-x310, CX9020-x510, CX9020-x930, CX9020-B110: verfügbar CX9020-B950: voraussichtliche Markteinführung im 1. Quartal 2016 |
|---|---|



KL2541 | Schrittmotorklemme 50 V DC, 5 A, mit Inkremental-Encoder

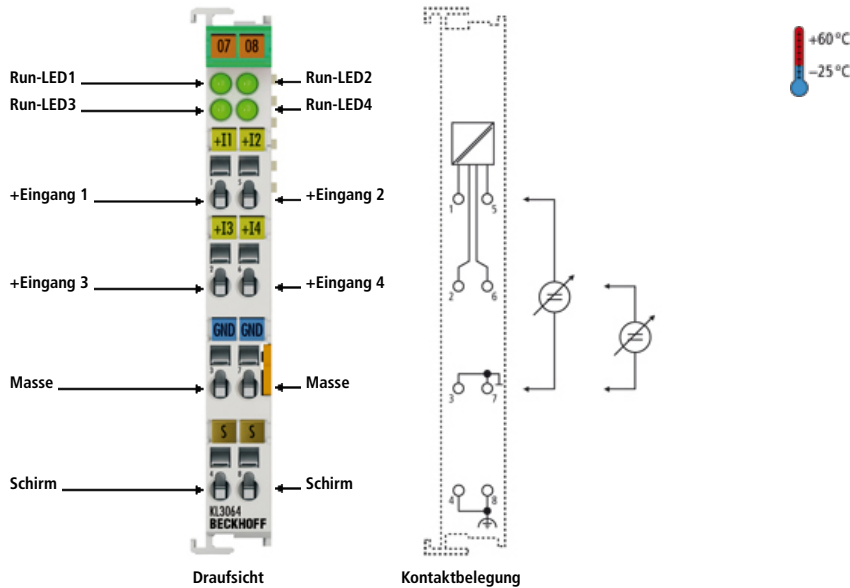
Die Busklemme KL2541 ist für den mittleren Leistungsbereich von Schrittmotoren vorgesehen. Die PWM-Endstufen decken einen großen Spannungs- und Strombereich ab. Sie sind, zusammen mit zwei Eingängen für Endlagenschalter, in der Busklemme untergebracht. Mit einigen Parametern kann die Schrittmotorklemme KL2541 an den Motor und die Anwendung angepasst werden. Ein besonders ruhiger und präziser Motorlauf ist durch ein 64-fach-Microstepping sichergestellt. Zusammen mit einem Schrittmotor stellt die KL2541 eine preiswerte Kleinservoachse dar.

| Technische Daten | KL2541 KS2541 |
|-------------------------------|---|
| Anschluss technik | Motordirektanschluss |
| Anzahl Ausgänge | 1 Schrittmotor, Encodereingang |
| Anzahl Eingänge | 2 für Endlage, 4 für ein Gebersystem |
| Versorgungsspannung | 8...50 V DC |
| Lastart | uni- und bipolare Schrittmotoren |
| Ausgangsstrom max. | 5 A (überlast- und kurzschlussfest) |
| Maximale Schrittfrequenz | > 125.000 Schritte/s |
| Schrittmuster | Vollschritt, Halbschritt, bis 64-fach-Microstepping |
| Stromreglerfrequenz | ca. 25 kHz |
| Diagnose-LED | Fehler Strang A und B, Schrittverlust/Stillstand, Power, Enable |
| Auflösung | ca. 5.000 Positionen in typischen Anwendungen (pro Umdrehung) |
| Spannungsversorgung | über den K-Bus |
| Potenzialtrennung | 500 V (K-Bus/Signalspannung) |
| Stromaufn. Powerkontakte | 35 mA typ. |
| Stromaufnahme K-Bus | 100 mA typ. |
| Encoder-Signal | 5...24 V DC, 5 mA, single-ended |
| Pulsfrequenz | max. 400.000 Inkremente/s (4-fach Auswertung) |
| Breite im Prozessabbild | Input/Output: 2 x 16-Bit-Daten + 1 x 8-Bit-Control/Status |
| Besondere Eigenschaften | Fahrwegsteuerung, Encodereingang |
| Gewicht | ca. 100 g |
| Betriebs-/Lagertemperatur | 0...+55 °C/-25...+85 °C |
| Relative Feuchte | 95 % ohne Betauung |
| Schwingungs-/Schockfestigkeit | gemäß EN 60068-2-6/EN 60068-2-27 |
| EMV-Festigkeit/-Ausendung | gemäß EN 61000-6-2/EN 61000-6-4 |
| Schutzart/Einbaulage | IP 20/siehe Dokumentation |
| Steckbare Verdrahtung | bei allen KSxxx-Klemmen |
| Zulassungen | CE |

| Sonderklemmen | |
|---------------|--|
| KL2541-0006 | Schrittmotorklemme 50 V DC, 5 A, 5 V Geberversorgung |

| Zubehör | |
|------------------|---|
| AS1xxx | Schrittmotoren |
| ZK4000-6200-2xxx | Motorleitungen für Schrittmotoren AS1000, 4 x 0,5 mm ² , an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |
| ZK4000-6700-2xxx | Motorleitungen für Schrittmotoren AS1000, geschirmt, an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |
| ZK4000-5100-2xxx | Encoderleitungen für Schrittmotoren AS1000, an EL7031/EL7041 oder KL2531/KL2541 |

| Verwandte Produkte | |
|--------------------|---|
| KL2531 | Schrittmotor-Busklemme, I _{MAX} = 1,5 A, 24 V, IP 20 |
| EL7031 | Schrittmotor-EtherCAT-Klemme, I _{MAX} = 1,5 A, 24 V, IP 20 |
| EL7041 | Schrittmotor-EtherCAT-Klemme, I _{MAX} = 5 A, 50 V, IP 20 |
| EP7041-0002 | Schrittmotor-EtherCAT-Box, I _{MAX} = 5 A, 50 V, IP 67 |



KL3064 | 4-Kanal-Analog-Eingangsklemme 0...10 V

Die analoge Eingangsklemme KL3064 verarbeitet Signale im Bereich von 0 bis 10 V. Die Spannung wird mit einer Auflösung von 12 Bit digitalisiert und galvanisch getrennt zum übergeordneten Automatisierungsgerät transportiert. Die Eingangskanäle einer Busklemme besitzen ein gemeinsames Massepotenzial. Die KL3064 vereint vier Kanäle in einem Gehäuse. Die Run-LEDs zeigen den Datenaustausch mit dem Buskoppler an.

| Technische Daten | KL3064 KS3064 |
|-------------------------------|---|
| Anzahl Eingänge | 4 |
| Spannungsversorgung | über den K-Bus |
| Signalspannung | 0...10 V |
| Technik | single-ended |
| Innenwiderstand | > 130 kΩ |
| Gleichtaktspannung U_{cm} | – |
| Auflösung | 12 Bit |
| Wandlungszeit | ~ 4 ms |
| Messfehler | < ±0,3 % (bezogen auf den Messbereichsendwert) |
| Potenzialtrennung | 500 V (K-Bus/Signalspannung) |
| Stromaufn. Powerkontakte | – (keine Powerkontakte) |
| Stromaufnahme K-Bus | 85 mA typ. |
| Breite im Prozessabbild | Input: 4 x 16-Bit-Daten (4 x 8-Bit-Control/Status optional) |
| Konfiguration | keine Adress- oder Konfigurationseinstellung |
| Gewicht | ca. 80 g |
| Betriebs-/Lagertemperatur | -25...+60 °C/-40...+85 °C |
| Relative Feuchte | 95 % ohne Betauung |
| Schwingungs-/Schockfestigkeit | gemäß EN 60068-2-6/EN 60068-2-27 |
| EMV-Festigkeit/-Ausendung | gemäß EN 61000-6-2/EN 61000-6-4 |
| Schutzart/Einbaulage | IP 20/beliebig |
| Steckbare Verdrahtung | bei allen KSxxx-Klemmen |
| Zulassungen | CE, UL, Ex, GL |

| Sonderklemmen | |
|---------------|-------------------------|
| KL3064-0010 | Siemens-S5-Format |
| KL3064-0011 | Spannungspegel 0...20 V |
| KL3064-0050 | Siemens-S7-Format |