

Kraftfahrzeugantriebe

4 Getriebe und Wandler

Dr.-Ing. Klaus Herzog

Überblick

4.1 Wandler

4.1.1 Drehzahlwandler (Kupplungen)

4.1.2 hydrodynamische Drehmoment- und Drehzahlwandler

4.2 Getriebe

4.2.1 Aufgaben eines PKW-Getriebes

4.2.2 Prinzipieller Aufbau eines Schaltgetriebes

4.2.3 Übersetzungsauslegung

4.2.3 Stand- und Umlaufgetriebe

4.2.4 Getriebebauformen

4.3 Antriebswellen

4.3.1 Kreuzgelenke und Kardanwellen

4.3.2 Gleichlaufgelenke

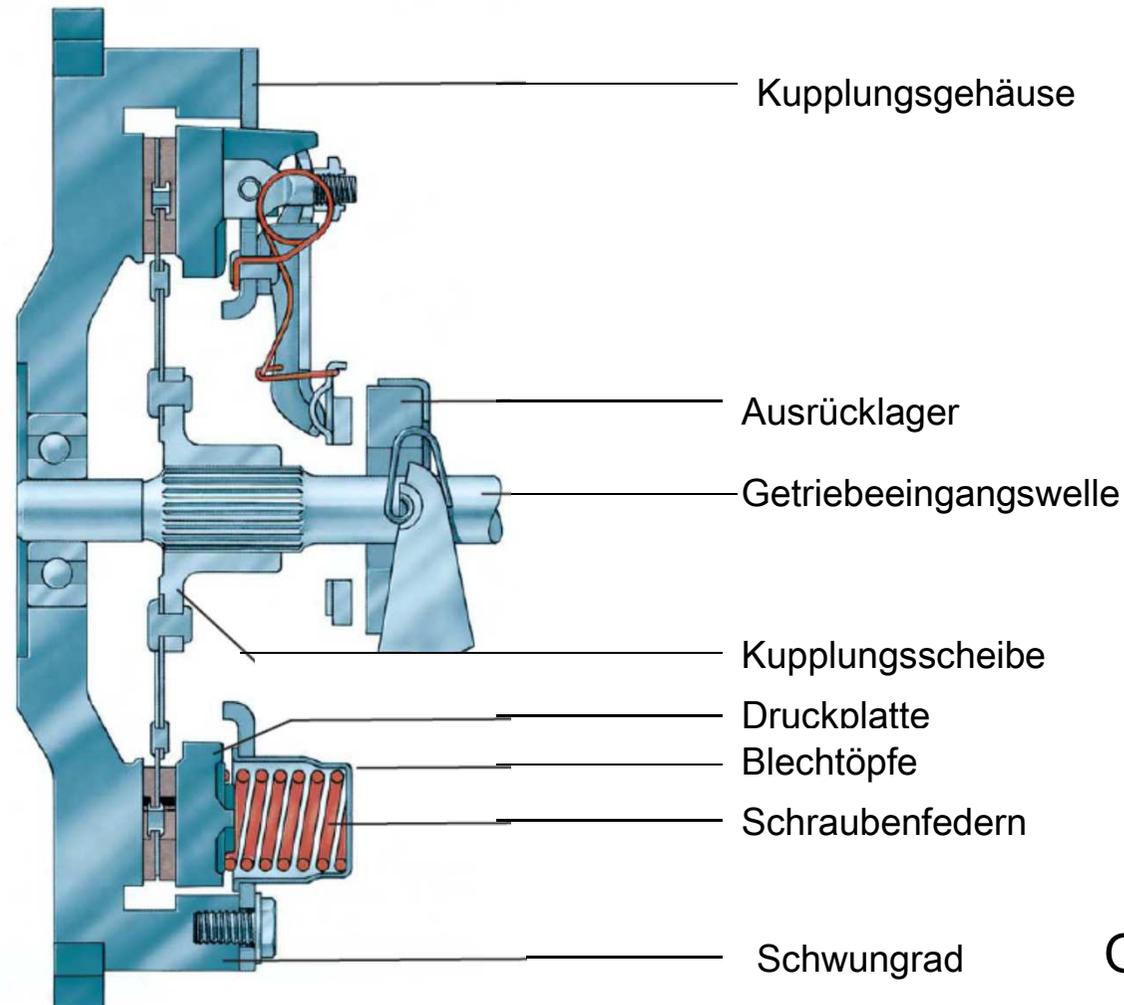
4.3.3 Tripoden

4.1.1 Drehzahlwandler (Kupplungen)



Quelle: Sachs

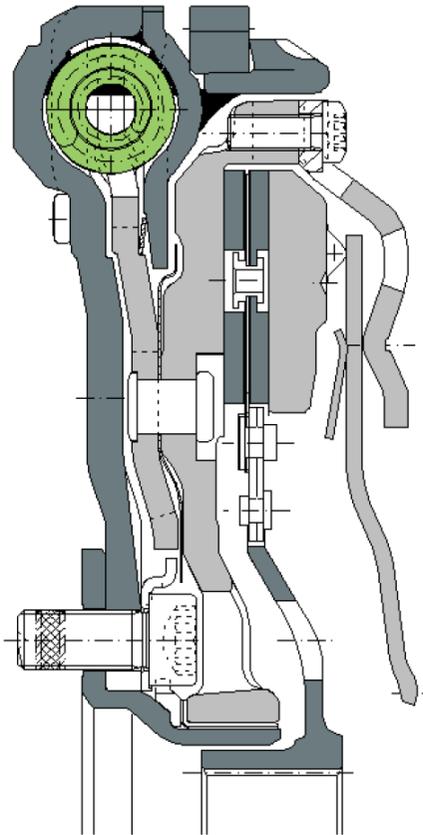
Schnitt durch eine Schraubenfederkupplung



Quelle: LuK

Kupplung und Zweimassenschwungrad zur Optimierung des Drehschwingungsverhaltens

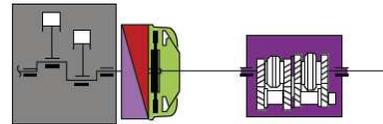
Aufbau



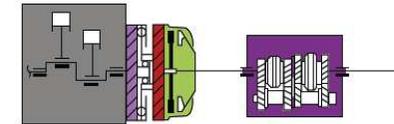
Funktionsweise

Das Grundprinzip des ZMS ist einfach und effizient. Mit der Zusatzmasse auf der Getriebeeingangswelle wird die Resonanzstelle, die bei den ursprünglichen Torsionsdämpfern zwischen 1.200 U/min und 2.400 U/min liegt, zu geringeren Drehzahlen hin verschoben. Damit liegt bereits ab der Leerlaufdrehzahl eine hervorragende Schwingungsisolierung vor.

Funktionsweise mit konventionellem Schwungrad



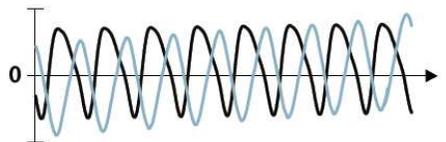
Funktionsweise mit ZMS



■ Motor ■ Kupplung ■ Getriebe □ Torsionsdämpfer ■ Primärschwungrad ■ Sekundärschwungrad

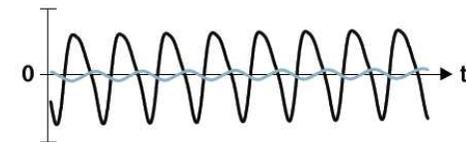
Übertragung von Drehschwingungen

1/min



■ Motor ■ Getriebe

1/min



■ Motor ■ Getriebe

Mit konventionellem Schwungrad: Bei der bisher üblichen Ausführung mit konventionellem Schwungrad und torsionsgedämpfter Kupplungsscheibe werden die Drehschwingungen im Leerlaufbereich weitestgehend ungefiltert an das Getriebe weitergeleitet und verursachen das Gegeneinanderschlagen der Zahnflanken der Getrieberäder (Getrieberasseln).

Mit Zweimassenschwungrad: Durch den Einsatz eines ZMS hingegen werden die vom Motor eingeleiteten Drehschwingungen durch das Feder-/Dämpfungssystem herausgefiltert, die Getriebebauteile werden nicht von ihnen belastet – es rasselt nicht, die Komfortanforderungen des Autofahrers werden in vollem Umfang erfüllt!

Quelle: LuK

Kupplungsmoment

$$\text{Kupplungsmoment } M_K = \mu_K \cdot F_K \cdot r_{mK} \cdot z_K$$

μ_K = Reibwert

F_K = Anpresskraft

r_{mK} = mittlerer Reibradius

z_K = Anzahl der Reibflächen

$$r_{mK} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2}$$

r_a = Außenradius des Kupplungsbelages

r_i = Innenradius des Kupplungsbelages

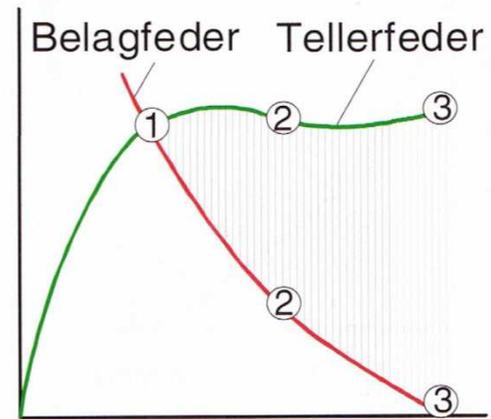
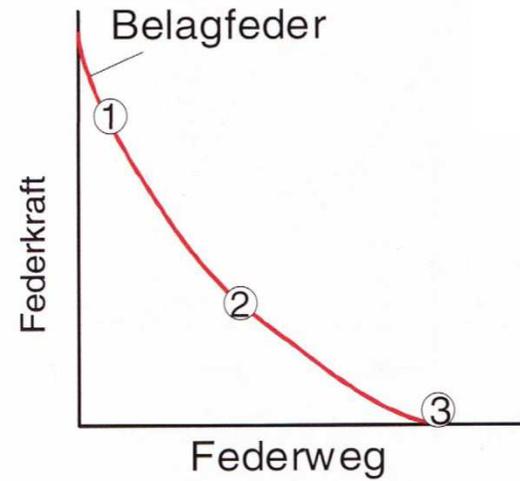
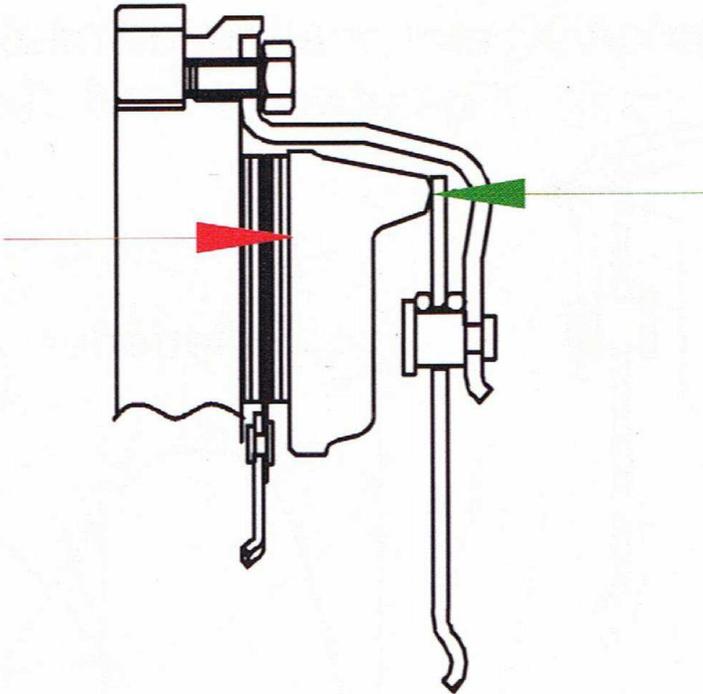
Kupplungswirkungsgrad

$$\text{Kupplungswirkungsgrad } \eta_K = \frac{P_A}{P_E} = \frac{M_A \cdot 2\pi \cdot n_A}{M_E \cdot 2\pi \cdot n_E}$$

Mit Eingangsmoment $M_E =$ Ausgangsmoment M_A folgt:

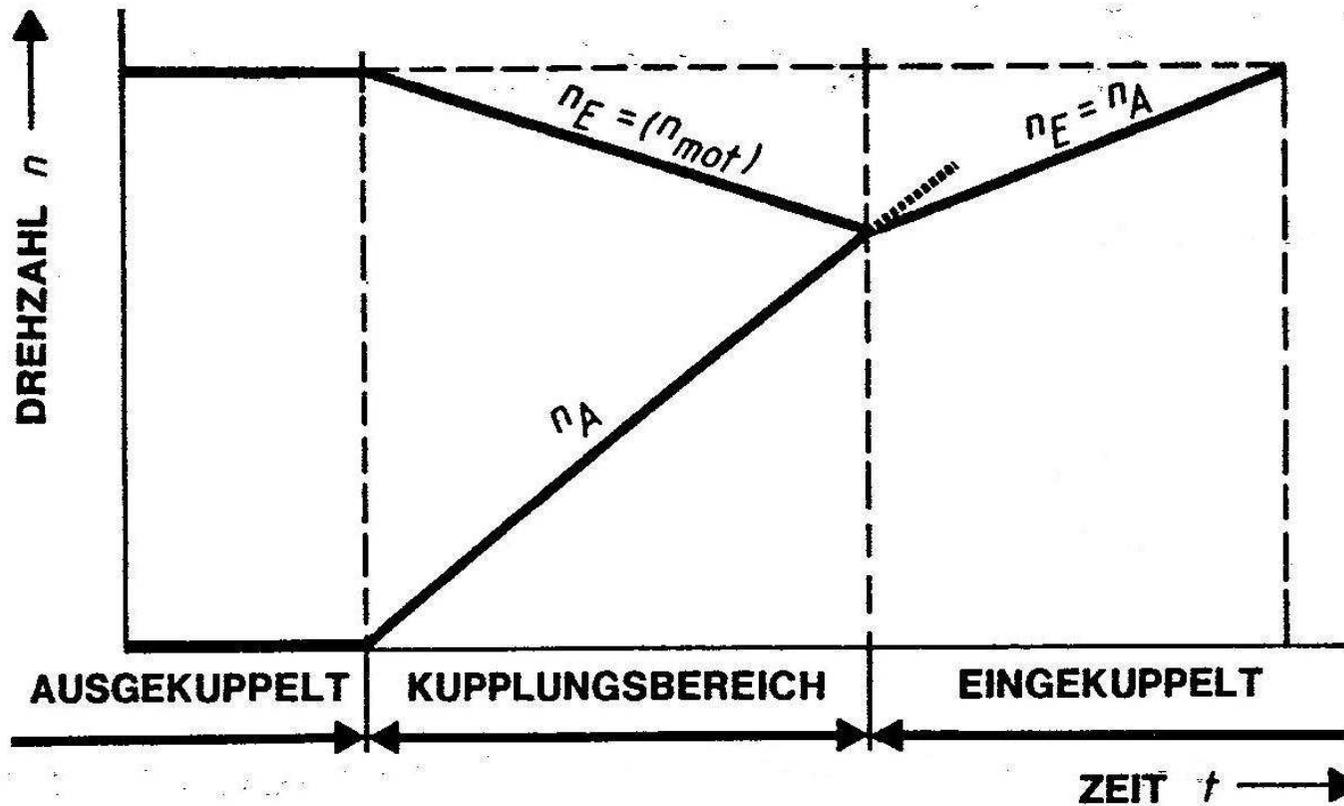
$$\eta_K = \frac{n_A}{n_E}$$

Kupplungsbetätigung (Tellerfederkupplung)



Quelle: LuK

Einkuppelvorgang

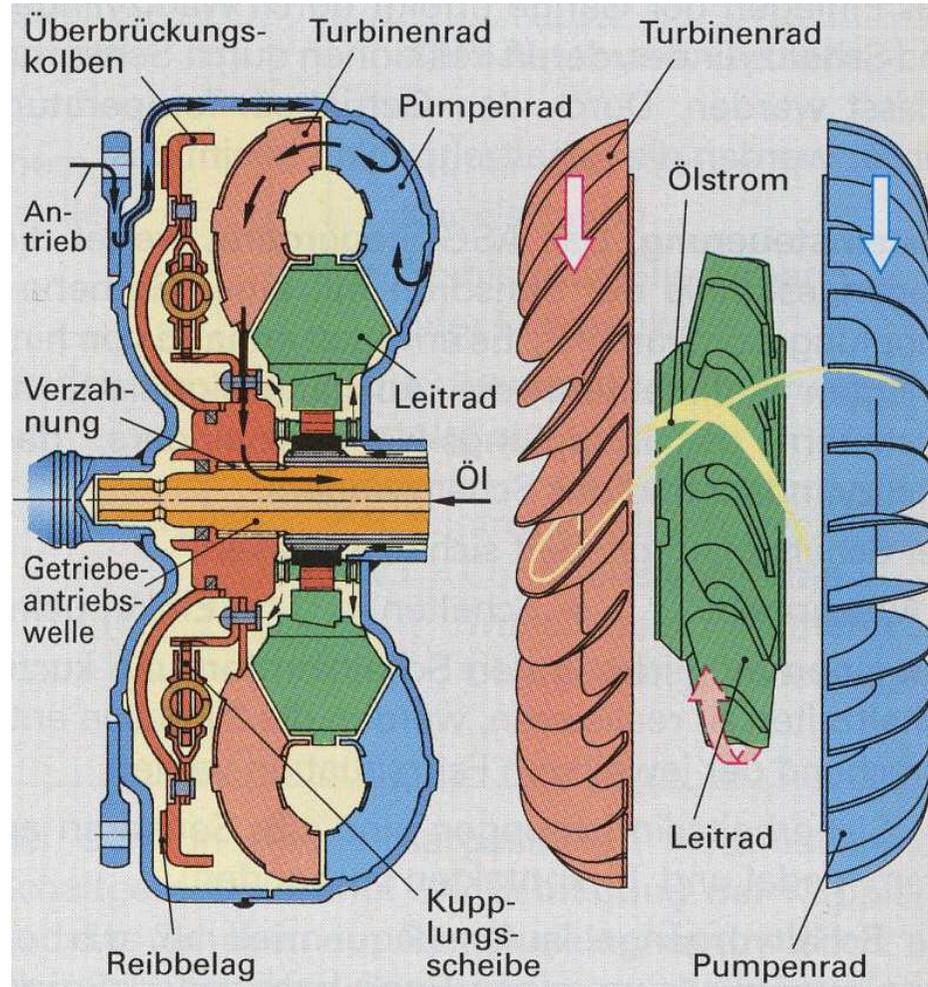


Übungsaufgabe

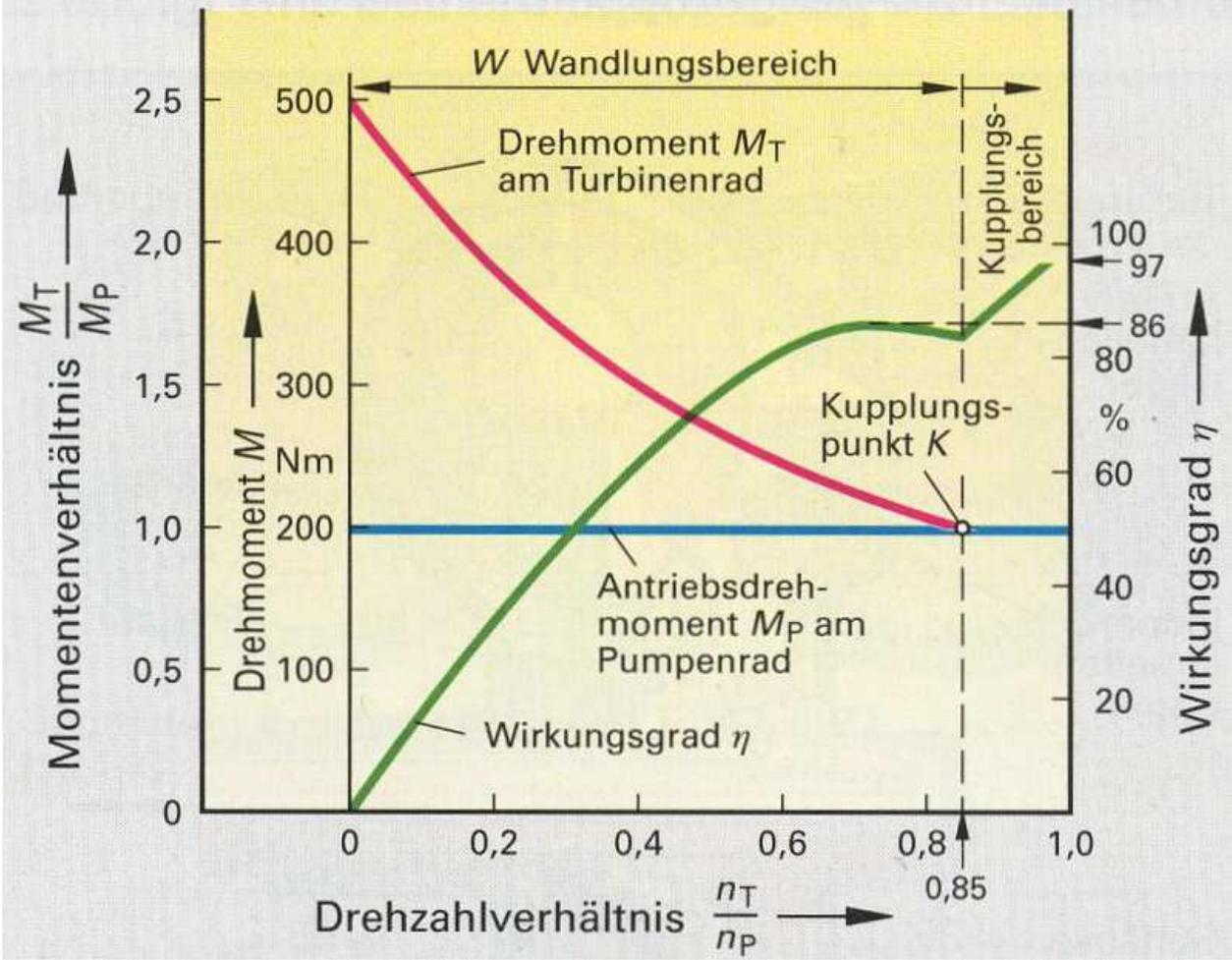
Berechnen Sie das übertragbare Moment einer Einscheiben-Trockenkupplung. Gegeben sind die folgenden Daten:

| | | | |
|------------------------|---------|---|--------|
| Belagdurchmesser außen | d_a | = | 190 mm |
| Belagdurchmesser innen | d_i | = | 130 mm |
| Anpresskraft | F_K | = | 3,5 kN |
| Reibwert | μ_K | = | 0,2 |

4.1.2 Hydrodynamische Drehmoment- und Drehzahlwandler



Wandler-Kennlinien



Berechnung von Pumpen- und Turbinenmoment

Pumpenmoment $M_p = LW \cdot n_p^2$

n_p = Pumpendrehzahl

LW = Lastwert

Turbinenmoment $M_T = M_p \cdot TR$

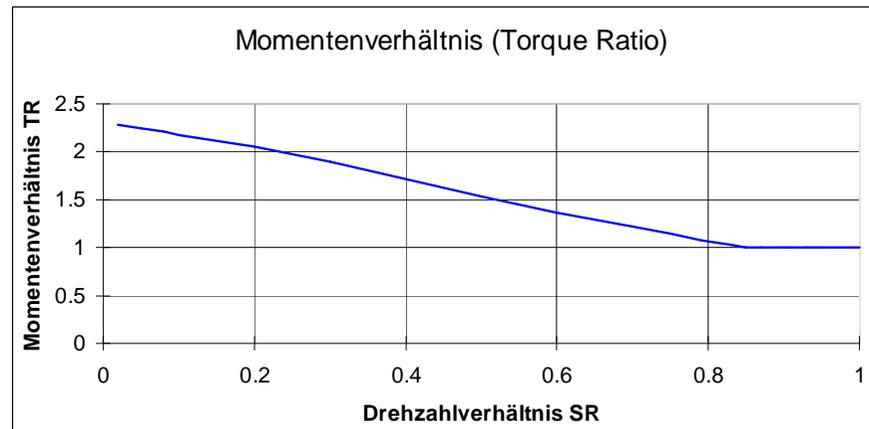
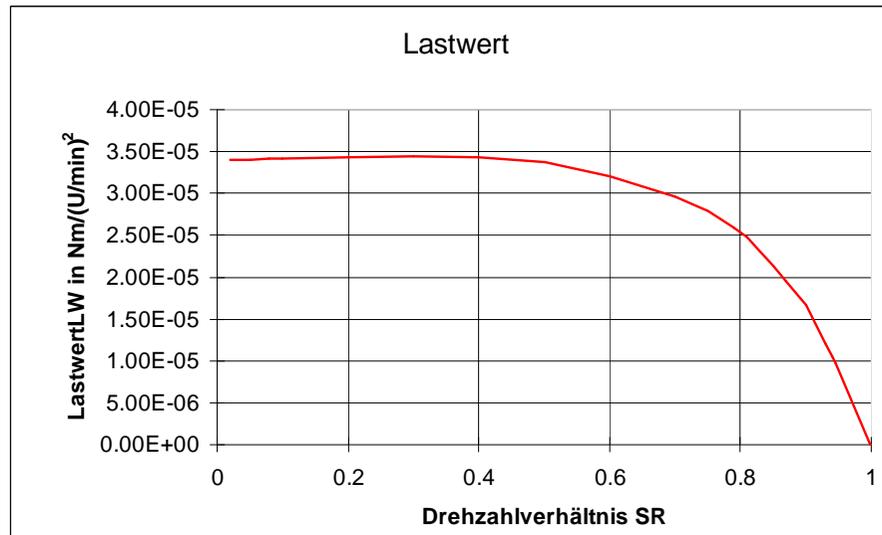
TR = Momentenverhältnis (Torque-Ratio)

Lastwert und Momentenverhältnis sind abhängig vom

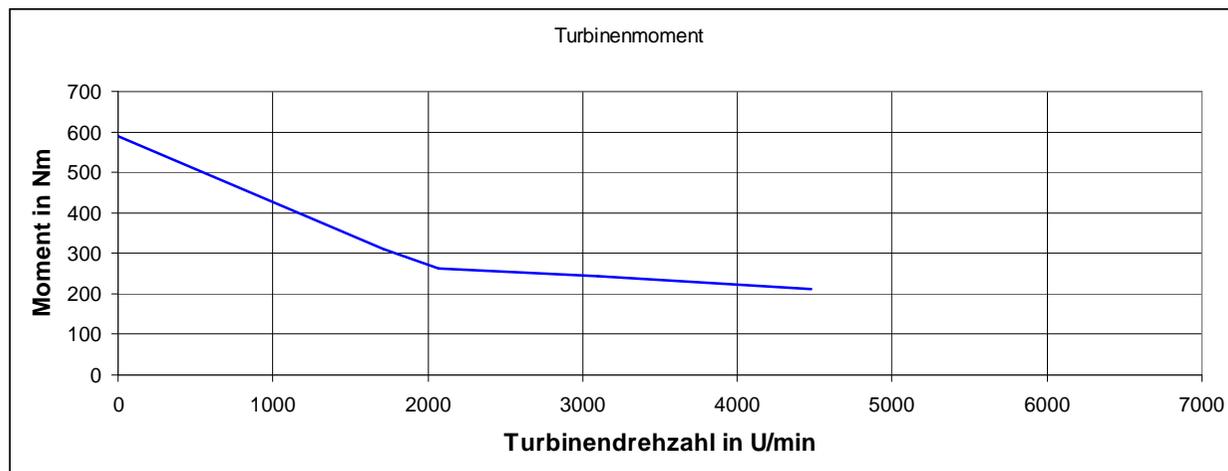
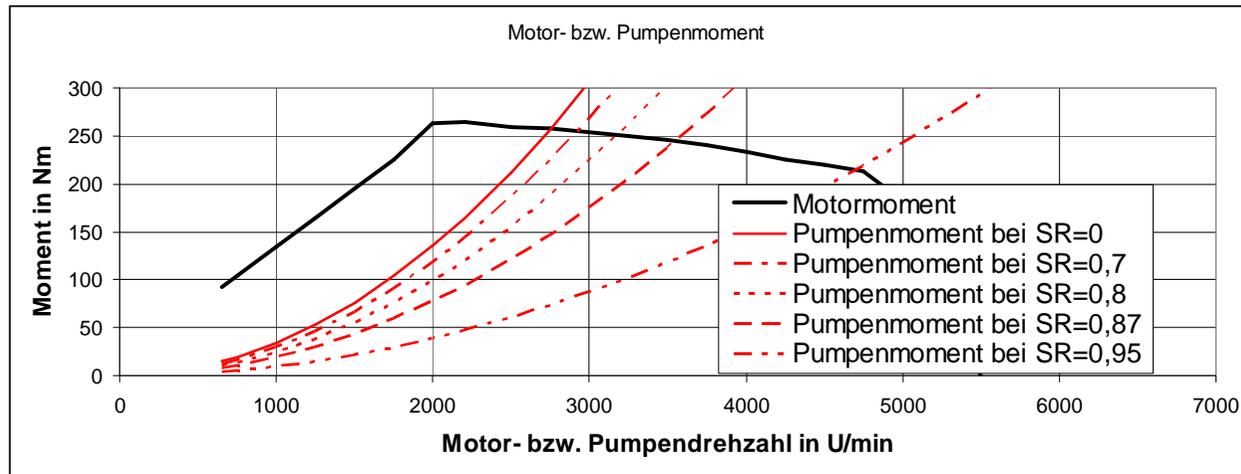
Drehzahlverhältnis (Speed-Ratio) $SR = \frac{n_T}{n_p}$

n_T = Turbinendrehzahl

Beispiel für Wandlerkennlinien



Zusammenhang zwischen Motorvoll- lastlinie Pumpen- und Turbinenmoment

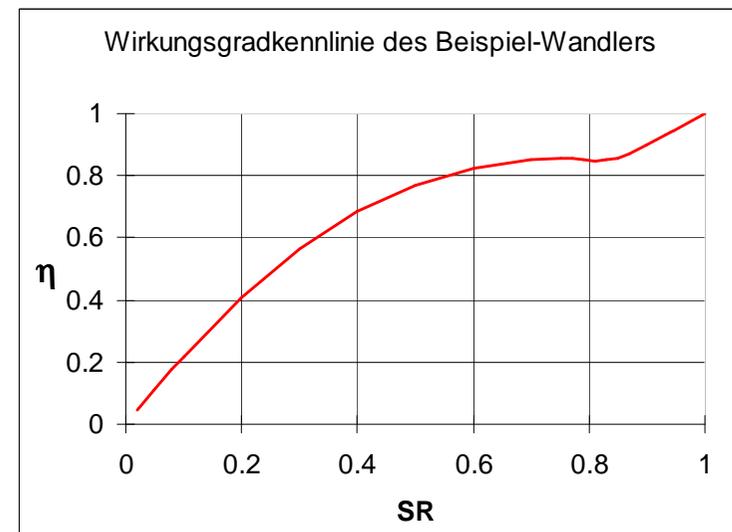


Wandlerwirkungsgrad

$$\text{Wandlerwirkungsgrad } \eta_W = \frac{P_A}{P_E} = \frac{M_T \cdot 2\pi \cdot n_T}{M_P \cdot 2\pi \cdot n_P}$$

Mit $M_T = TR \cdot M_P$ und $SR = n_A/n_P$ folgt:

$$\eta_W = \frac{TR \cdot M_P}{M_P} \cdot SR = TR \cdot SR$$



4.2 Getriebe

- 4.2.1 Aufgaben eines PKW-Getriebes
- 4.2.2 Prinzipieller Aufbau eines Schaltgetriebes
- 4.2.3 Übersetzungsauslegung
- 4.2.3 Stand- und Umlaufgetriebe
- 4.2.4 Getriebebauformen

4.2.1 Aufgaben eines PKW-Getriebes

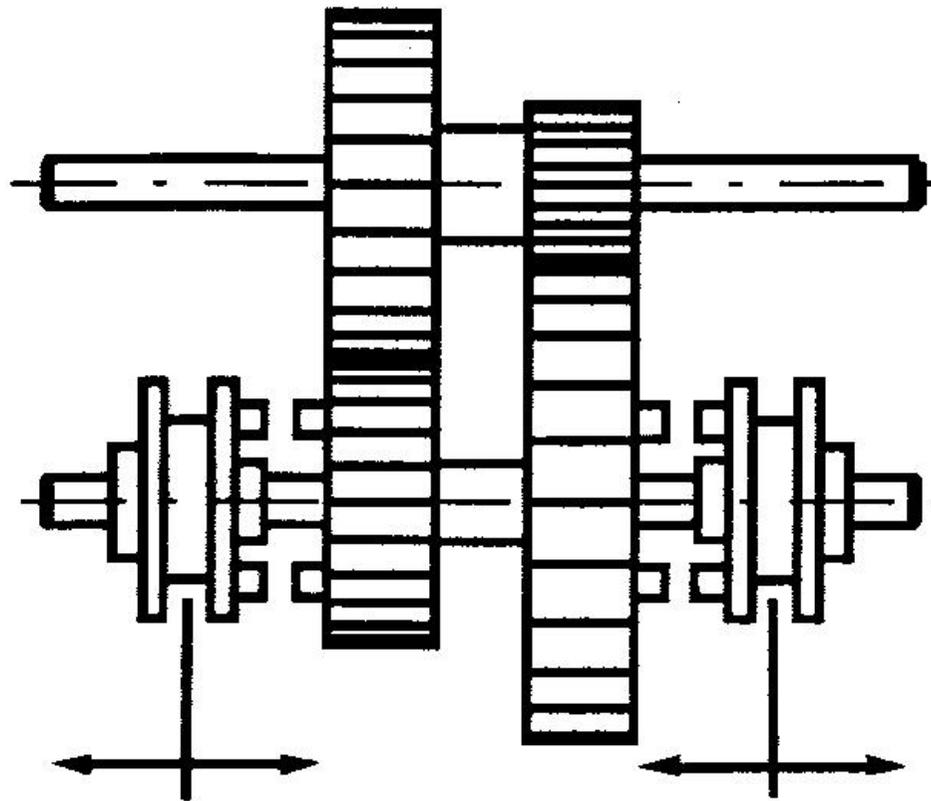
Das Getriebe eines PKW's soll das Motormoment und die Motordrehzahl in ein Antriebsmoment und eine Antriebsdrehzahl wandeln. Hierbei sind folgende Kenngrößen wichtig:

Gangübersetzung:
$$i_G = \frac{n_E}{n_A} = \frac{M_A}{\eta_G \cdot M_E}$$

Spreizung:
$$\gamma = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

- n_E = Eingangsdrehzahl
- n_A = Ausgangsdrehzahl
- M_E = Eingangsmoment
- M_A = Ausgangsmoment
- η_G = Getriebewirkungsgrad

4.2.2 Prinzipieller Aufbau eines Schaltgetriebes



Synchronisierung

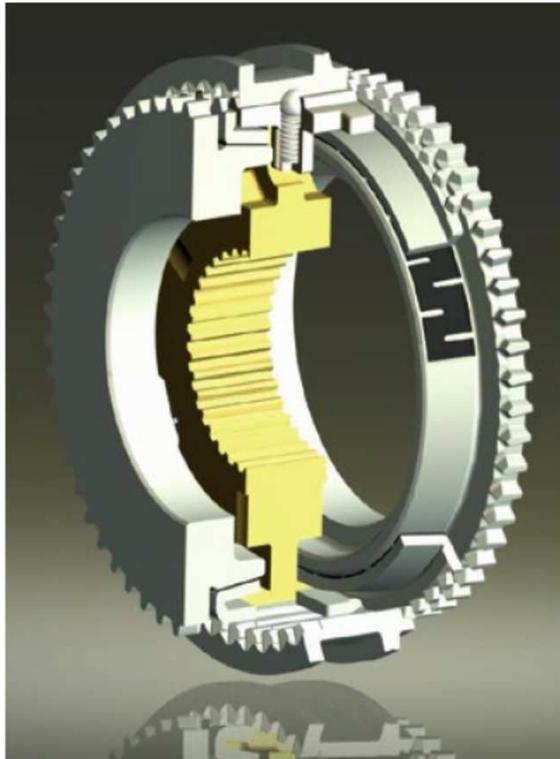


BILD 1 Klassische Einfachkonus-Synchronisierung nach dem Borg-Warner-Prinzip

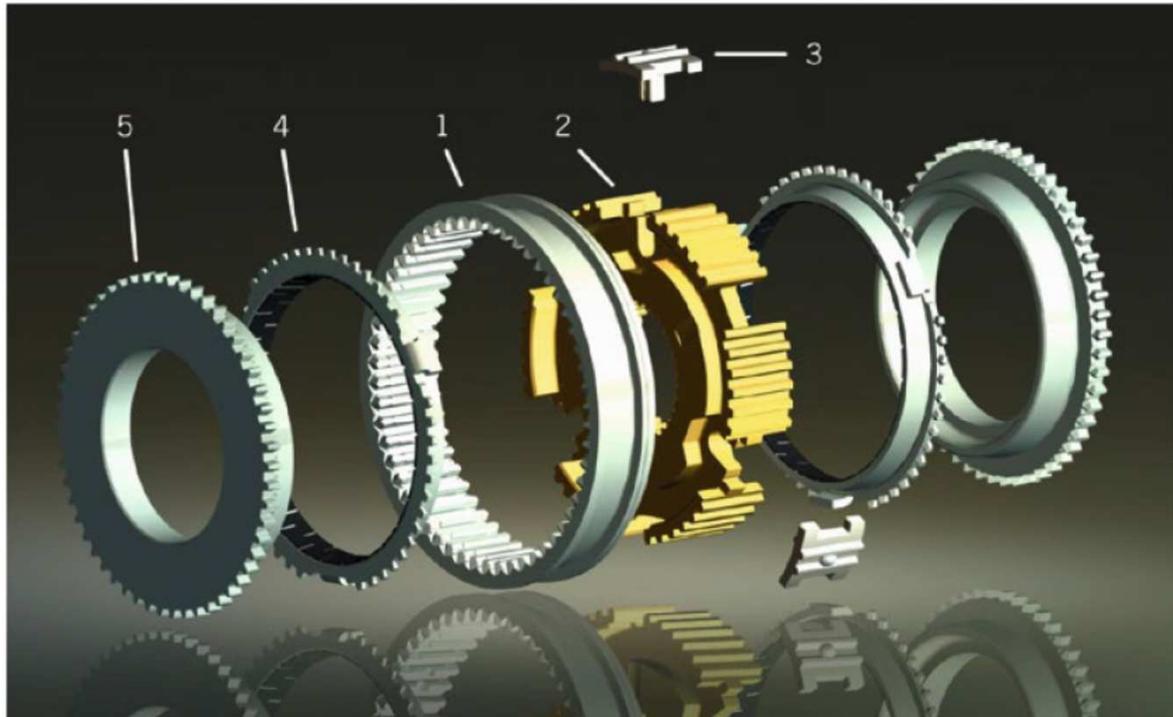
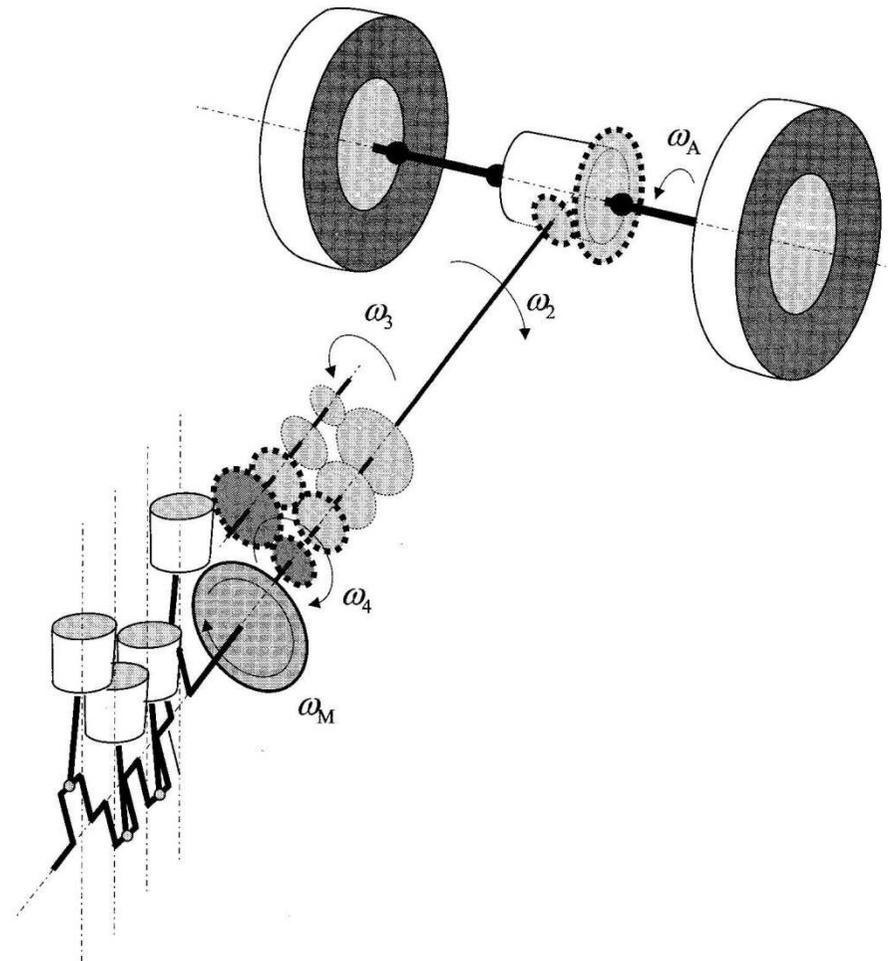


BILD 2 Einzelkomponenten der Einfachkonus-Synchronisierung nach dem Borg-Warner-Prinzip: Schiebemuffe (1), Synchronkörper (2), Druckstück mit Feder und Kugel (3), Synchronring mit innenliegender Konusfläche (4) und Kupplungskörper mit Schaltverzahnung und Gegenkonus (5)

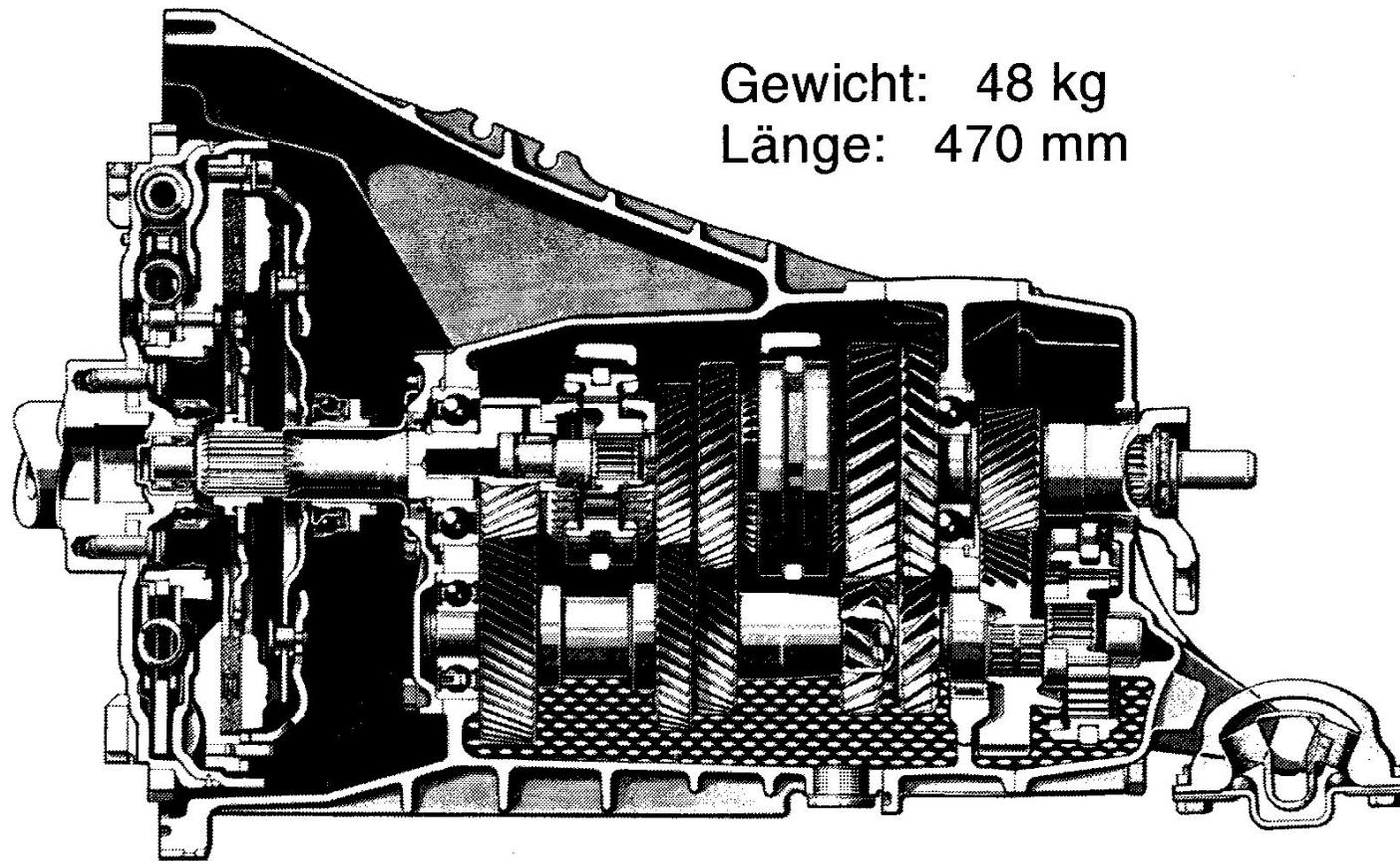
Quelle: ATZ01/2015

Vereinfacht dargestellter Antriebsstrang



Quelle: Haken

Schaltgetriebe



Gewicht: 48 kg
Länge: 470 mm

4.2.3 Übersetzungsauslegung

Zugkraft:
$$Z_g = \eta_A \cdot M_{\text{mot}} \cdot i_g \cdot i_{\text{sek}} \cdot \frac{1}{r_{\text{dyn}}}$$

Geschwindigkeit:
$$v_g = n_{\text{mot}} \cdot \frac{1}{i_g \cdot i_{\text{sek}}} \cdot 2\pi \cdot r_{\text{dyn}}$$

η_A = Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstranges

M_{mot} = Motormoment

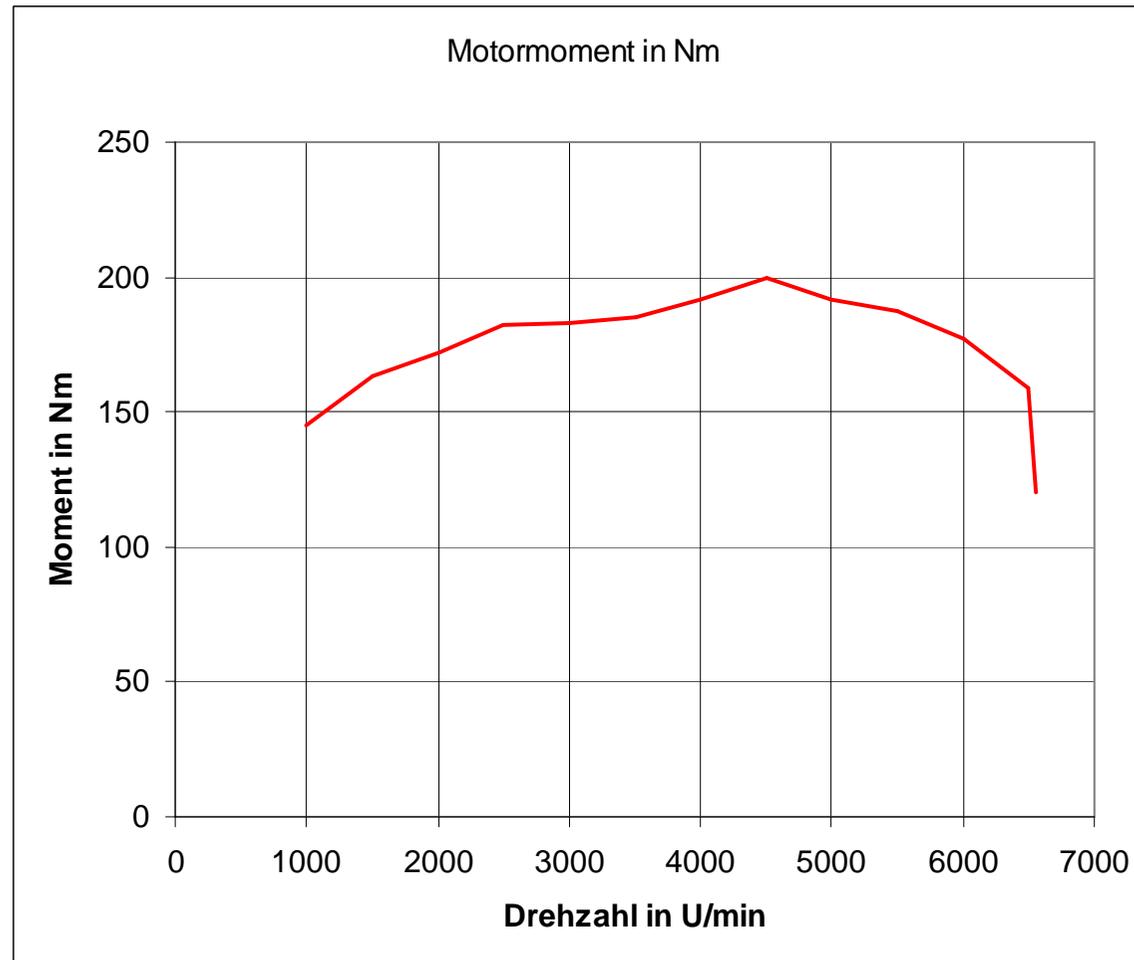
i_g = Gangübersetzung

i_{sek} = Sekundärübersetzung

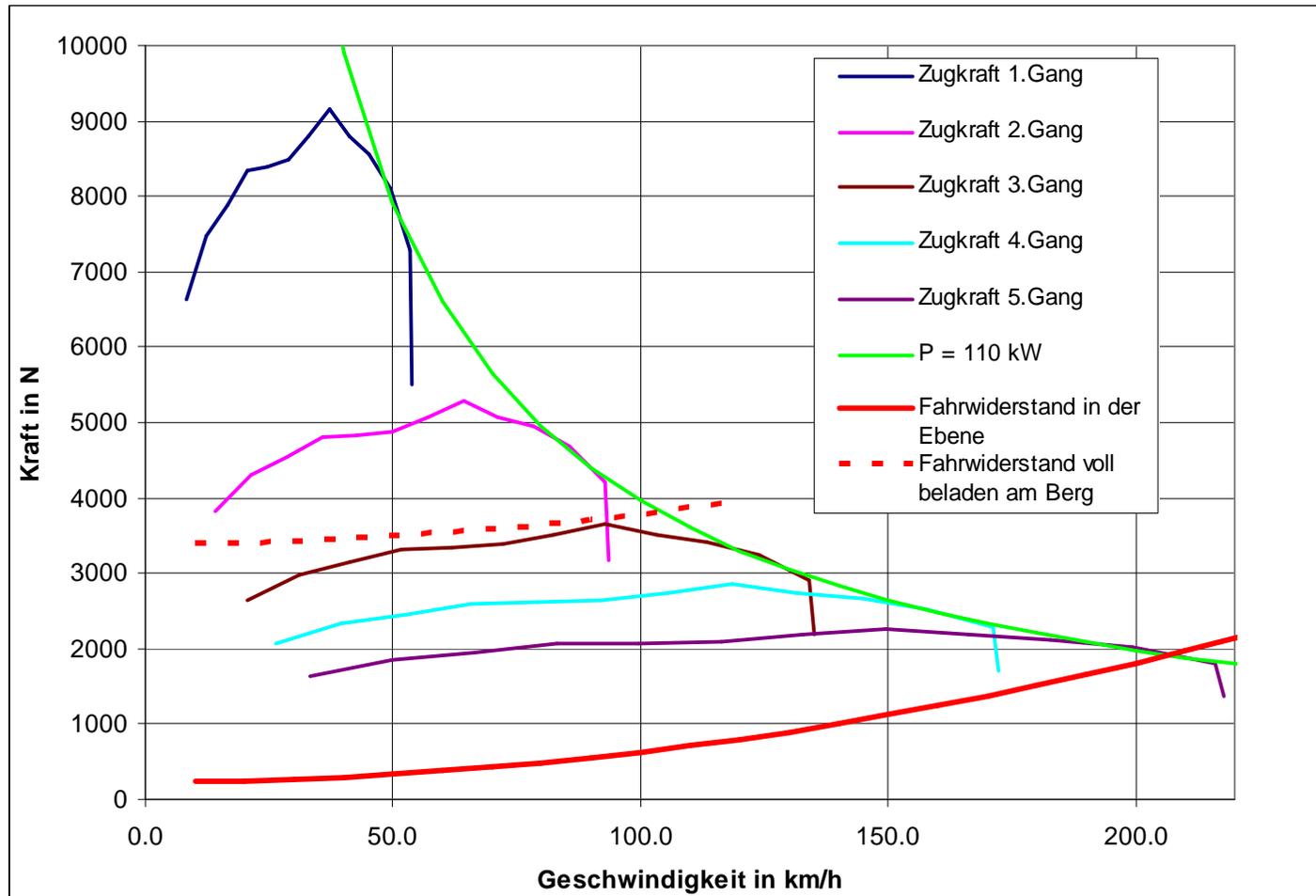
r_{dyn} = dynamischer Rollradius

n_{mot} = Motordrehzahl

Motorkennlinie eines 2 l Ottomotors



Fahrwiderstände und Antriebskräfte



Auslegungskriterien eines Getriebes

- Der größte Gang wird in Hinblick auf die erreichbare Höchstgeschwindigkeit ausgelegt.
- Der kleinste Gang legt die minimale Fahrgeschwindigkeit bei eingerückter Kupplung fest, bestimmt das maximale Antriebsmoment an den Antriebsrädern (Steigfähigkeit).
- Die Getriebeabstufung ist so zu wählen, dass wenn bei maximalen Motormoment runter geschaltet wird, das Überdrehen des Motors ausgeschlossen ist.

Stufensprung

Stufensprung

$$\alpha_G = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad \left(= \frac{n_{z-1}}{n_z} \quad \text{für } v_F = \text{konst.} \right)$$

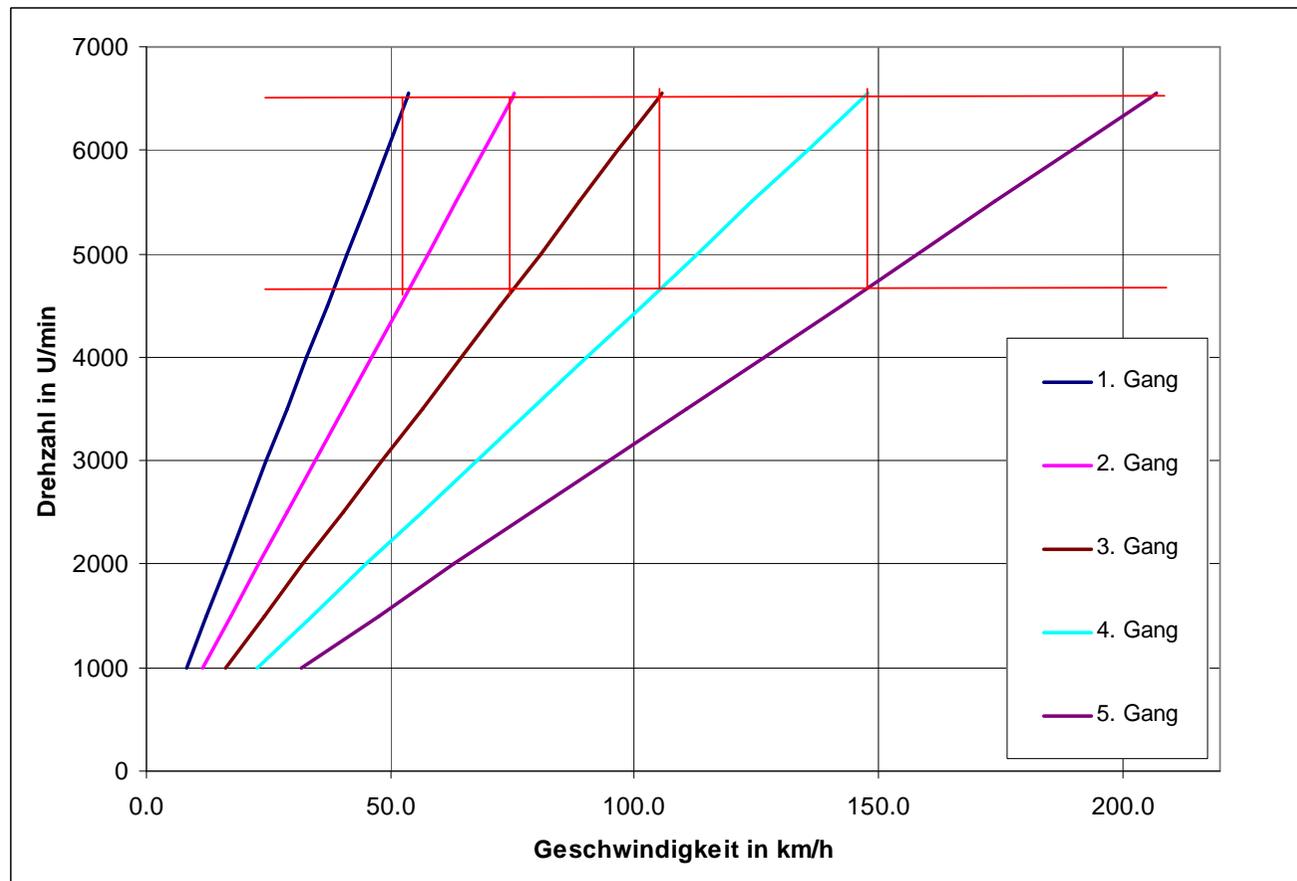
Maximal möglicher Stufensprung $\alpha_{G\max} = \frac{n_{zul}}{n_{M\max}}$

n_{zul} = zulässige Motordrehzahl

$n_{M\max}$ = Drehzahl bei maximalen Motormoment

Geometrische Getriebeauslegung

$$\alpha_G = \text{konst.}$$



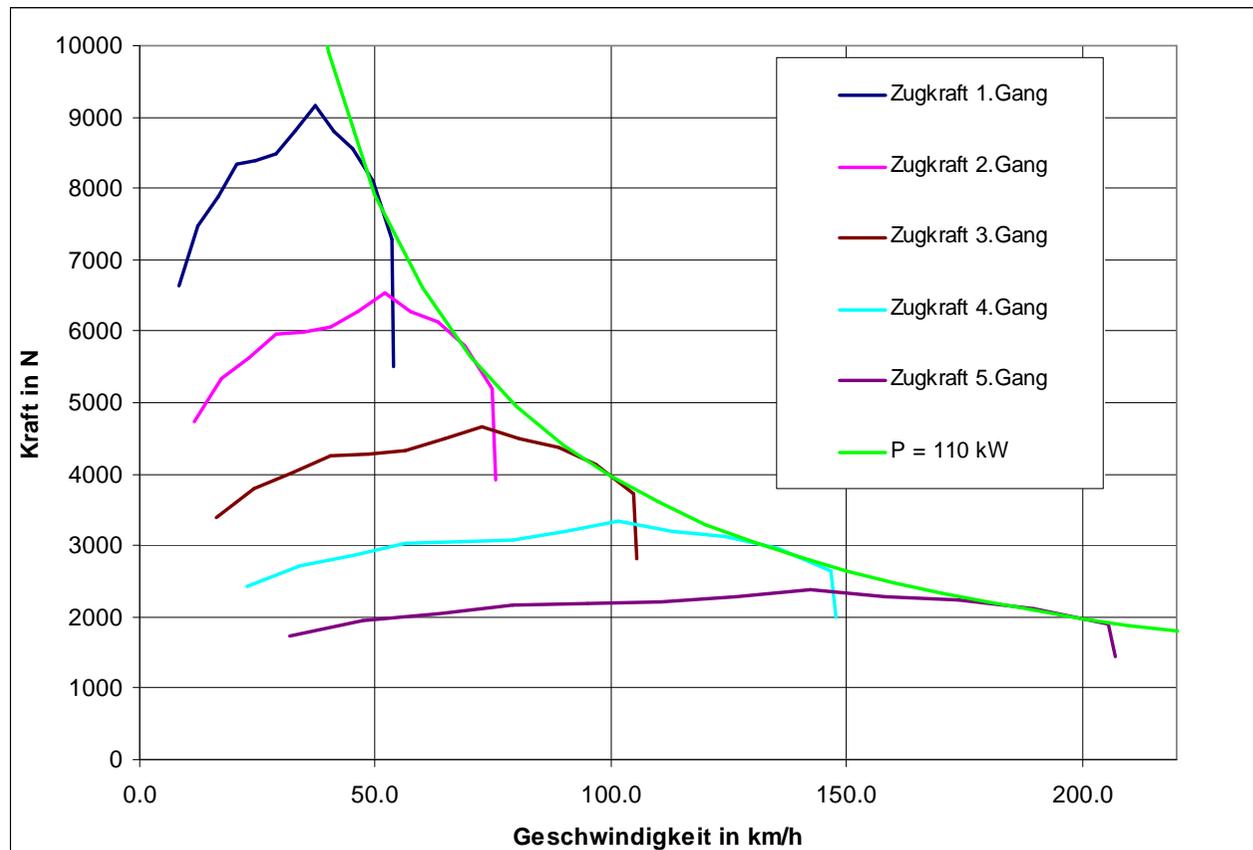
Progressive Getriebeauslegung

- Bei der progressiven Getriebeauslegung wird der Stufensprung mit steigender Gangnummer immer kleiner
- Der Progressionsfaktor k beschreibt das Verhältnis aus zwei benachbarten Stufensprüngen

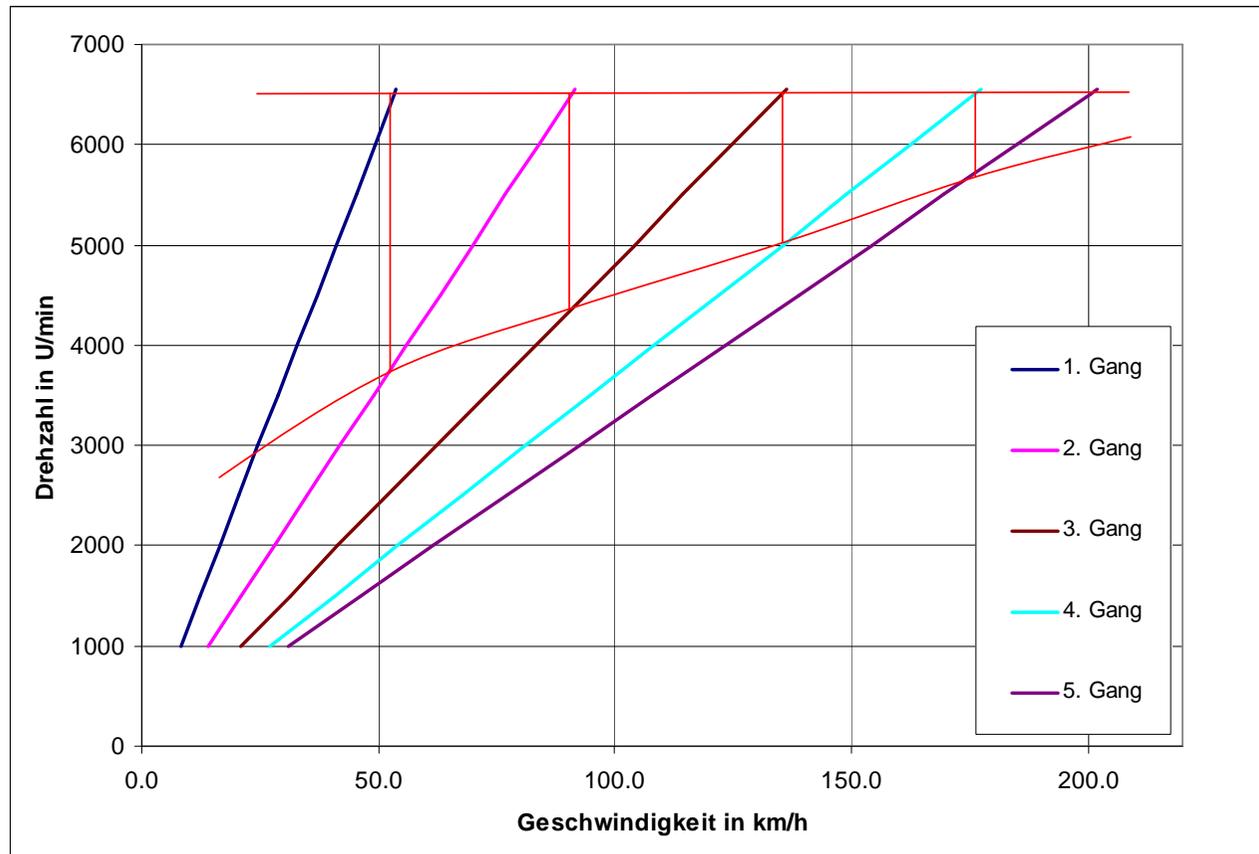
$$\frac{\alpha_{G,n}}{\alpha_{G,n-1}} = k$$

Zugkraftdiagramm bei geometrischer Getriebeauslegung

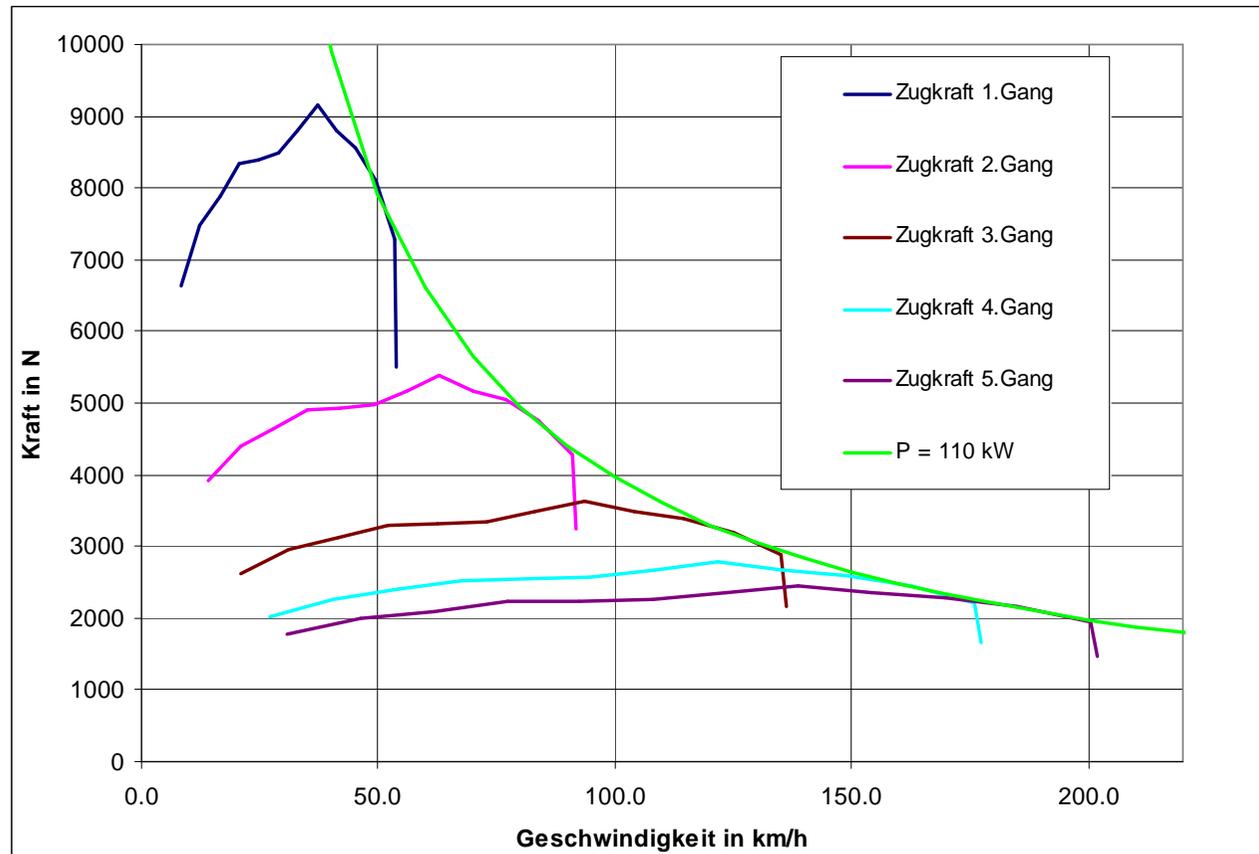
$$\alpha_G = \text{konst.}$$



Drehzahl- Geschwindigkeitsdiagramm bei progressiver Getriebeauslegung



Zugkraftdiagramm bei progressiver Getriebeauslegung

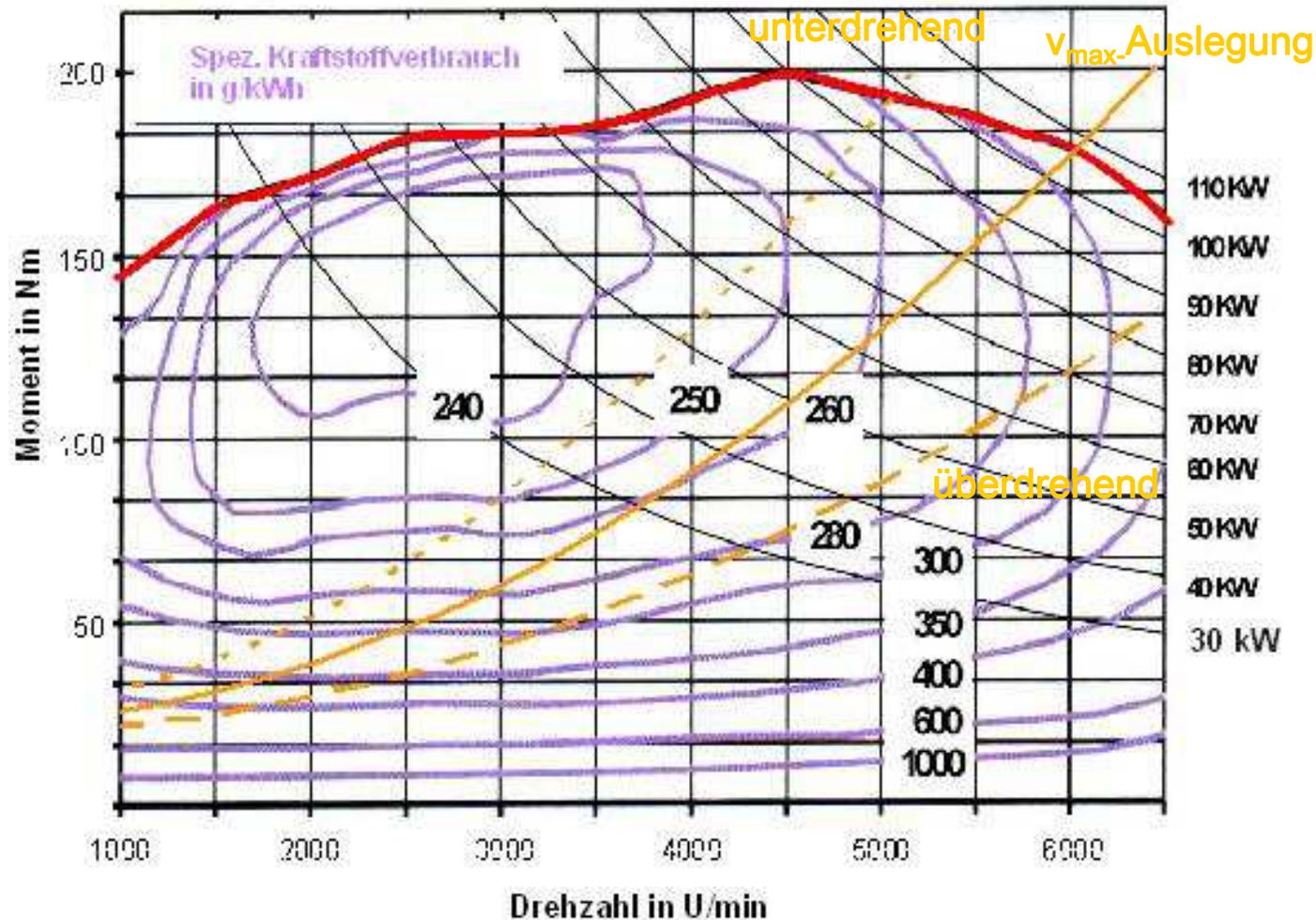


Übungsaufgabe

Die Achsübersetzung eines Fahrzeugs soll so ausgelegt werden, dass in der Ebene die höchst mögliche Geschwindigkeit erreicht wird. Der Motor des Fahrzeugs hat eine Nennleistung von 108 kW bei 6000 U/min. Verluste im Antriebsstrang können vernachlässigt werden.

| | |
|------------------------------|------------------------------------|
| Fahrzeugmasse | $m_F = 1600 \text{ kg}$ |
| Rollwiderstandsbeiwert | $f_R = 0,015$ |
| Luftwiderstandsbeiwert | $c_w = 0,34$ |
| projizierte Fahrzeugfläche | $A = 2,5 \text{ m}^2$ |
| Dynamischer Rollradius | $r_{\text{dyn}} = 0,315 \text{ m}$ |
| Übersetzungen 1. bis 6. Gang | 2,90; 2,33; 1,83; 1,50; 1,27; 1,14 |

Bedarfmoment eines Pkws in der Ebene bei unterschiedlichen Endübersetzungen



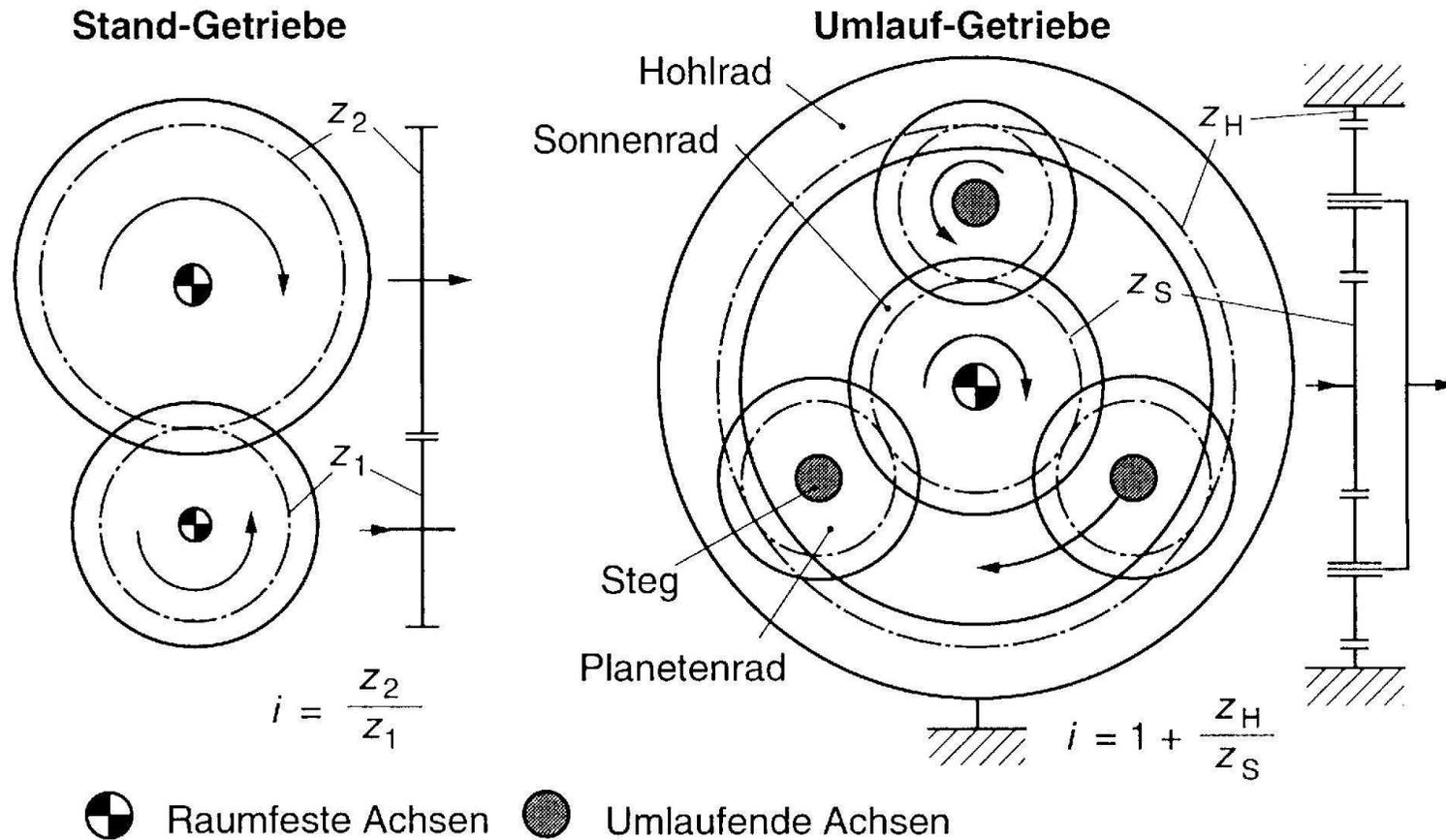
Übungsaufgabe

Bestimmen Sie mit Hilfe der Daten aus der letzten Aufgabe und dem Diagramm den Streckenverbrauch bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h für die verschiedenen Achsübersetzungen.

Wie hoch ist das Beschleunigungsvermögen bei dieser Geschwindigkeit für die unterschiedlichen Übersetzungen. Massenträgheitsmomente der rotierenden Massen können vernachlässigt werden.

Welche Endgeschwindigkeiten können mit den verschiedenen Übersetzungen erreicht werden?

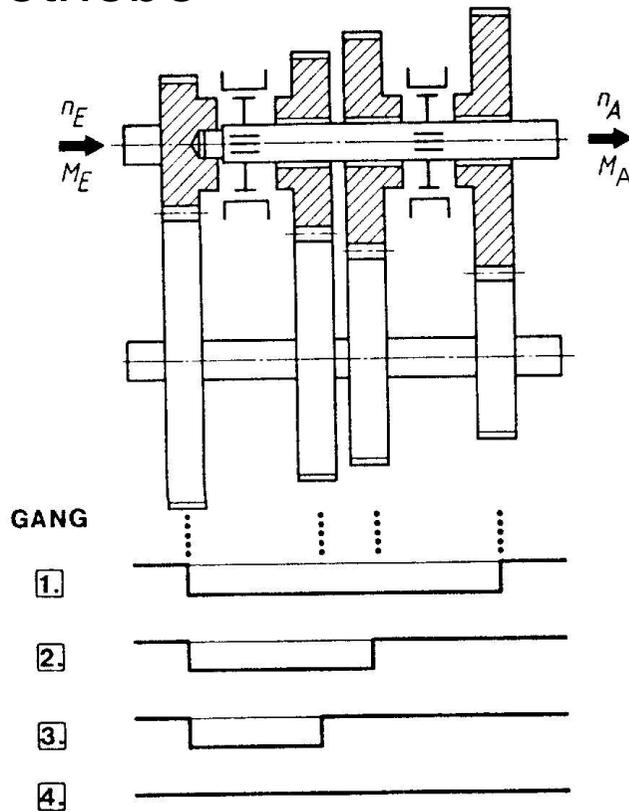
4.2.3 Stand- und Umlaufgetriebe



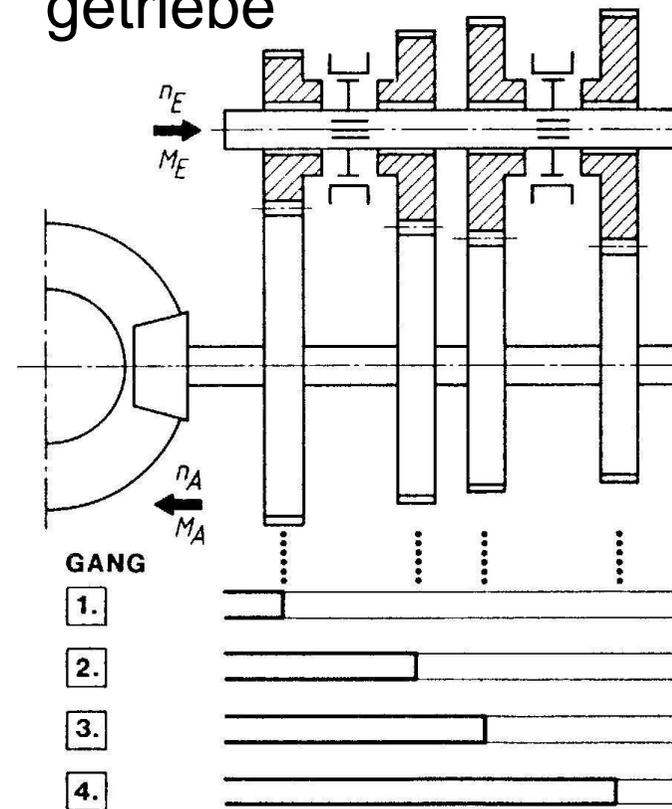
Quelle: Lechner/Naunheimer

Zweiwellengetriebe

Koaxiales Zweiwellengetriebe

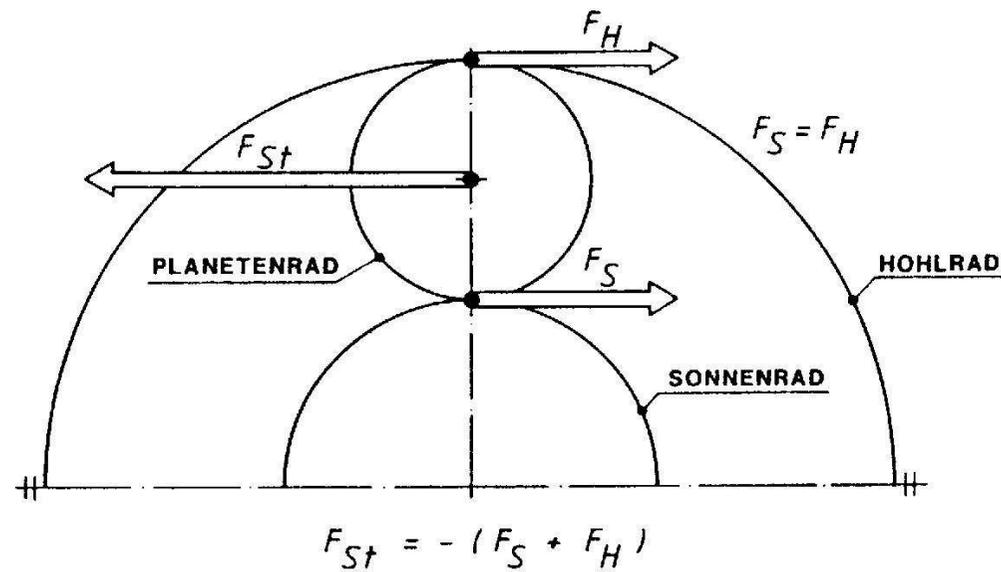


Deaxiales Zweiwellengetriebe



Quelle: ika

Kräfteplan am Planetengetriebe



Grundgleichung eines Umlaufgetriebes

$$\omega_{\text{St}} \cdot (1 + i_0) = \omega_{\text{H}} \cdot i_0 + \omega_{\text{S}}$$

mit
$$i_0 = -\frac{r_{\text{H}}}{r_{\text{S}}}$$

i_0 = Standübersetzung

r_{H} = Wälzkreishalbmesser Hohlrad

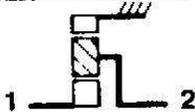
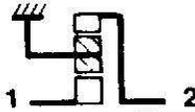
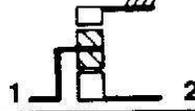
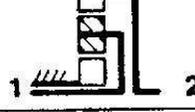
r_{S} = Wälzkreishalbmesser Sonnenrad

ω_{St} = Winkelgeschwindigkeit des Steges

ω_{H} = Winkelgeschwindigkeit des Hohlrades

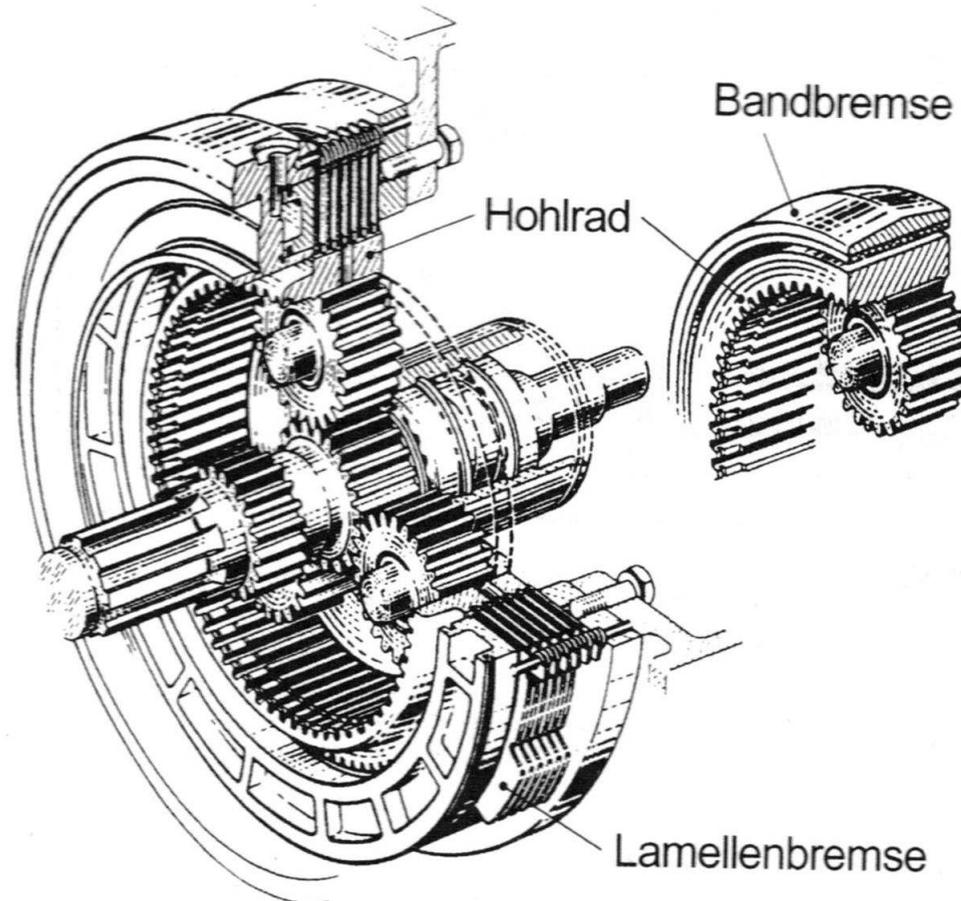
ω_{S} = Winkelgeschwindigkeit des Sonnenrades

Übersetzungen eines Planetensatzes

| SCHEMA | ANORDNUNG | | | ÜBERSETZUNG | |
|---|-------------|-------------|--|-------------------------------|--------------------|
| | ANTRIEB (1) | ABTRIEB (2) | FEST  | $i = n_1 / n_2$ | BEREICH |
|  | SONNENRAD | STEG | HOHLRAD | $1 + i_0$ | $2 < i < \infty$ |
|  | SONNENRAD | HOHLRAD | STEG | $-i_0$ | $-\infty < i < -1$ |
|  | STEG | SONNENRAD | HOHLRAD | $\frac{1}{1 + i_0}$ | $0 < i < 0.5$ |
|  | STEG | HOHLRAD | SONNENRAD | $\frac{1}{1 + \frac{1}{i_0}}$ | $0.5 < i < 1$ |
|  | HOHLRAD | SONNENRAD | STEG | $-\frac{1}{i_0}$ | $-1 < i < 0$ |
|  | HOHLRAD | STEG | SONNENRAD | $1 + \frac{1}{i_0}$ | $1 < i < 2$ |

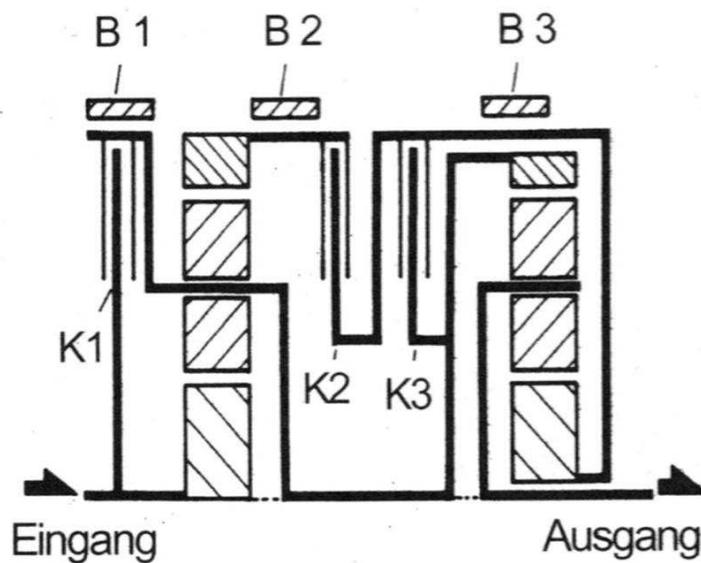
Quelle: ika

Kraftschlüssige Schaltkuppelmittel



Quelle: ika

Aufbau und Schaltschema eines gekoppelten Planetensatzes

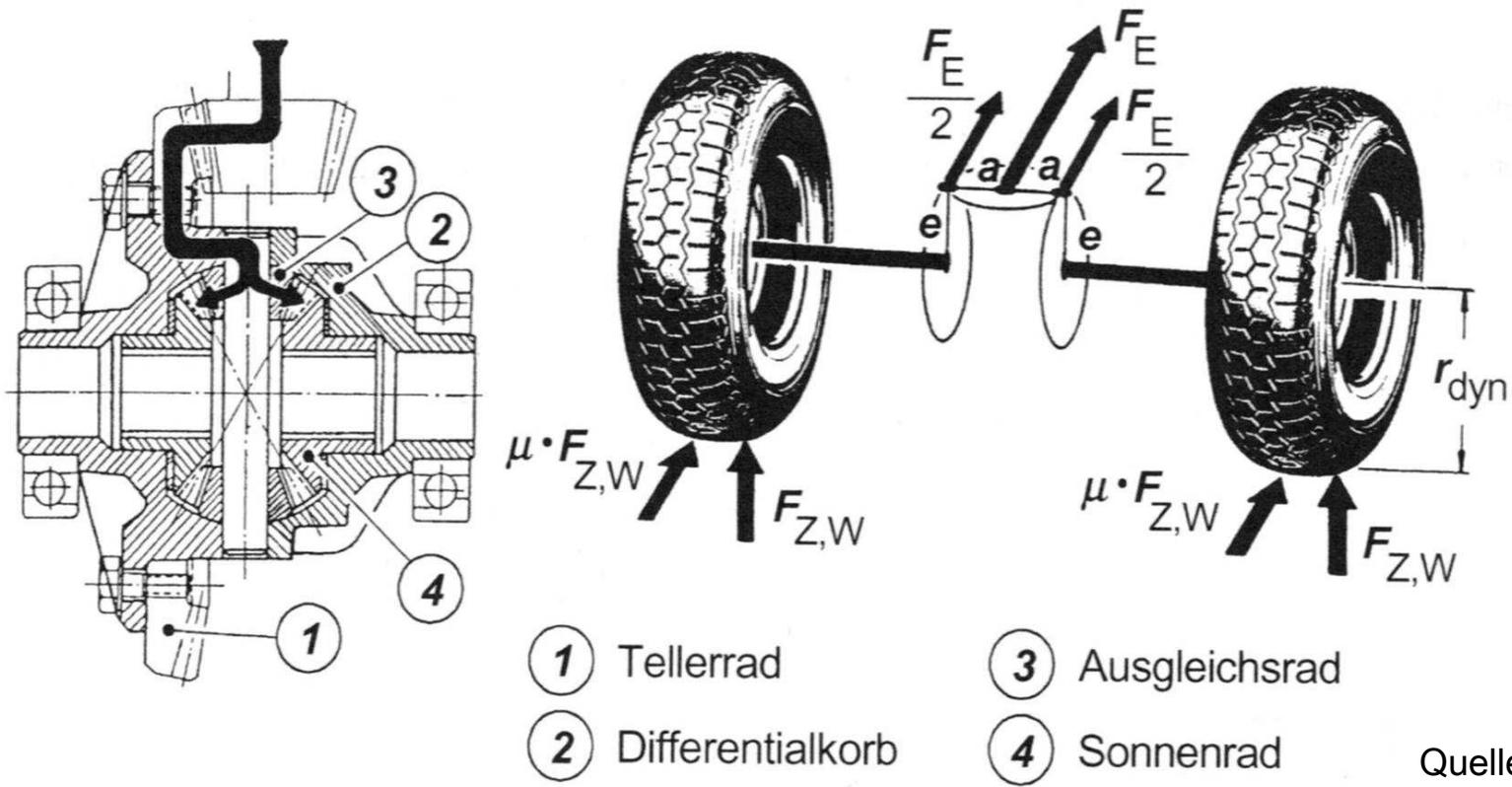


| Gang | K1 | K2 | K3 | B 1 | B 2 | B 3 | Über- setzung |
|------|----|----|----|-----|-----|-----|------------------|
| 1. | | | | | ○ | ○ | 3.98 |
| 2. | | | ○ | | ○ | | 2.52 |
| 3. | ○ | | | | | ○ | 1.58 |
| 4. | ○ | | ○ | | | | 1.00 |
| R | | ○ | | ○ | | | -4.15 |

K = Kupplung
BR = Bremse

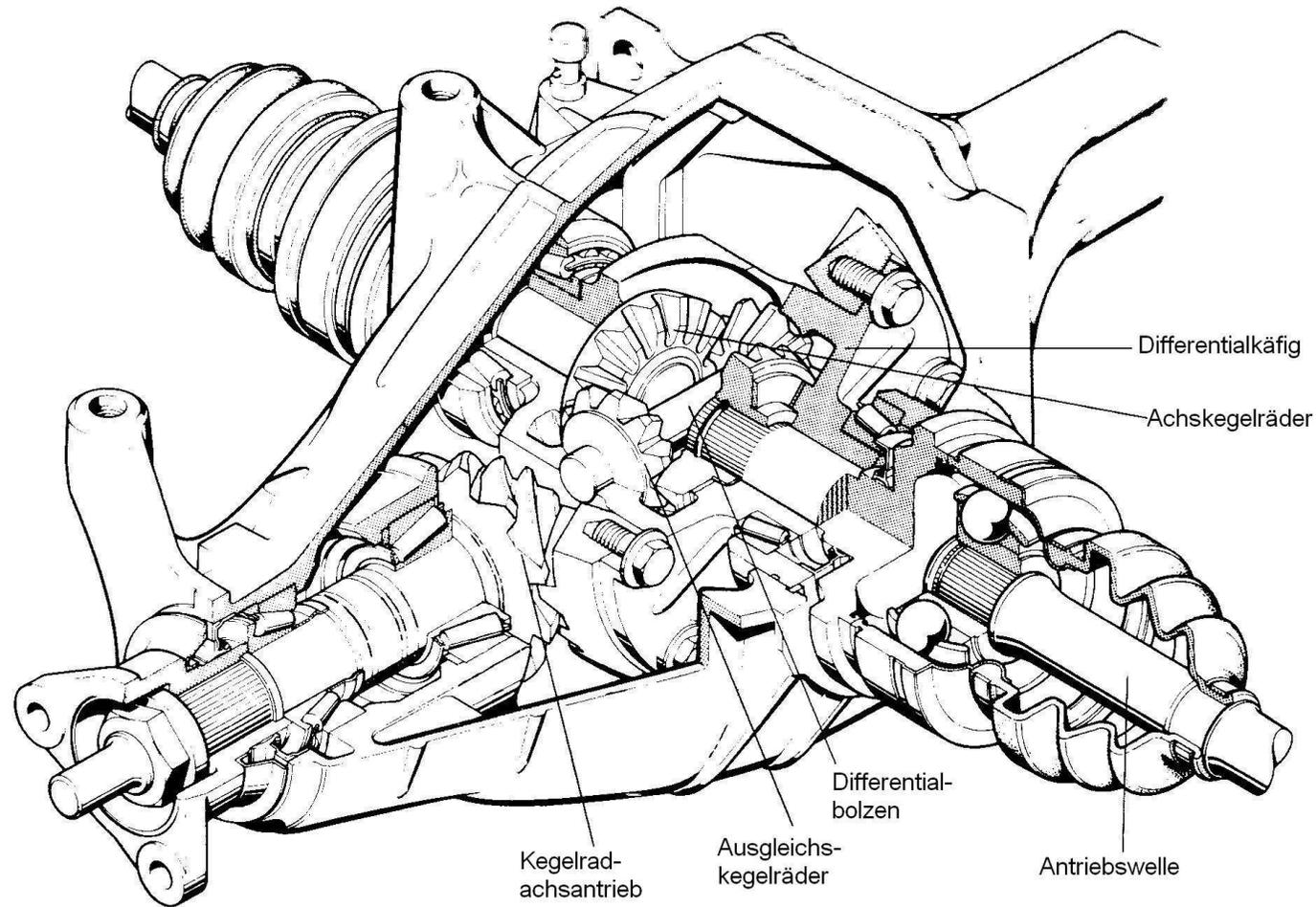
Quelle: ika

Kegelraddifferential



Das Kegelraddifferential ist vom Prinzip her ein Umlaufgetriebe mit gleich großem Hohl- und Sonnenrad.

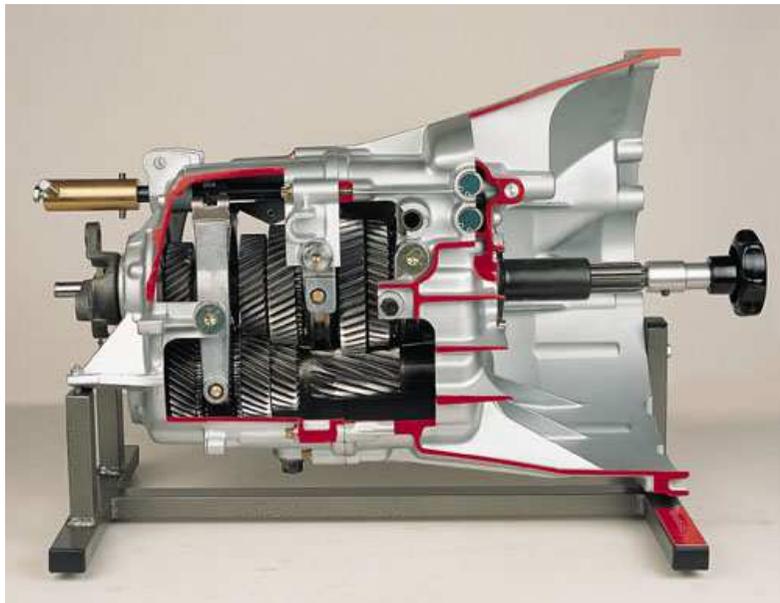
Kegelraddifferential



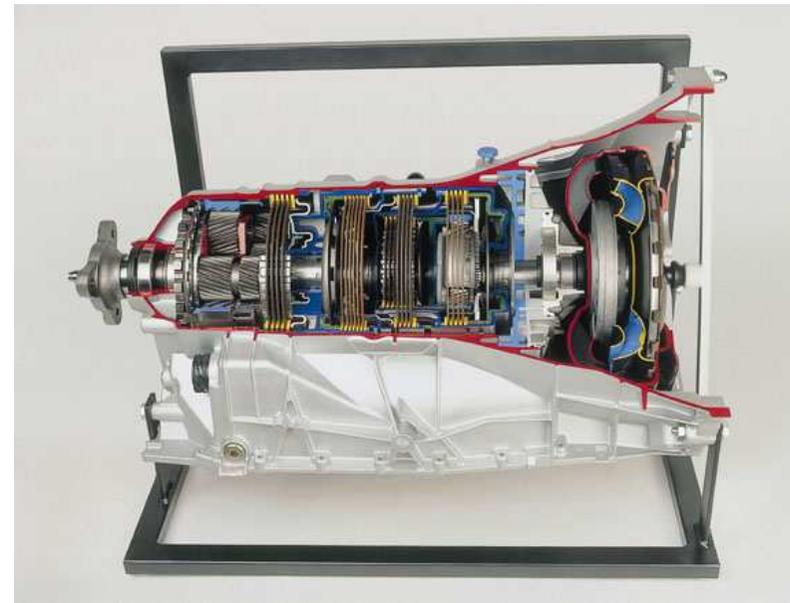
Quelle: Lechner/Naunheimer

4.2.4 Getriebebauformen

Herkömmliche Getriebe

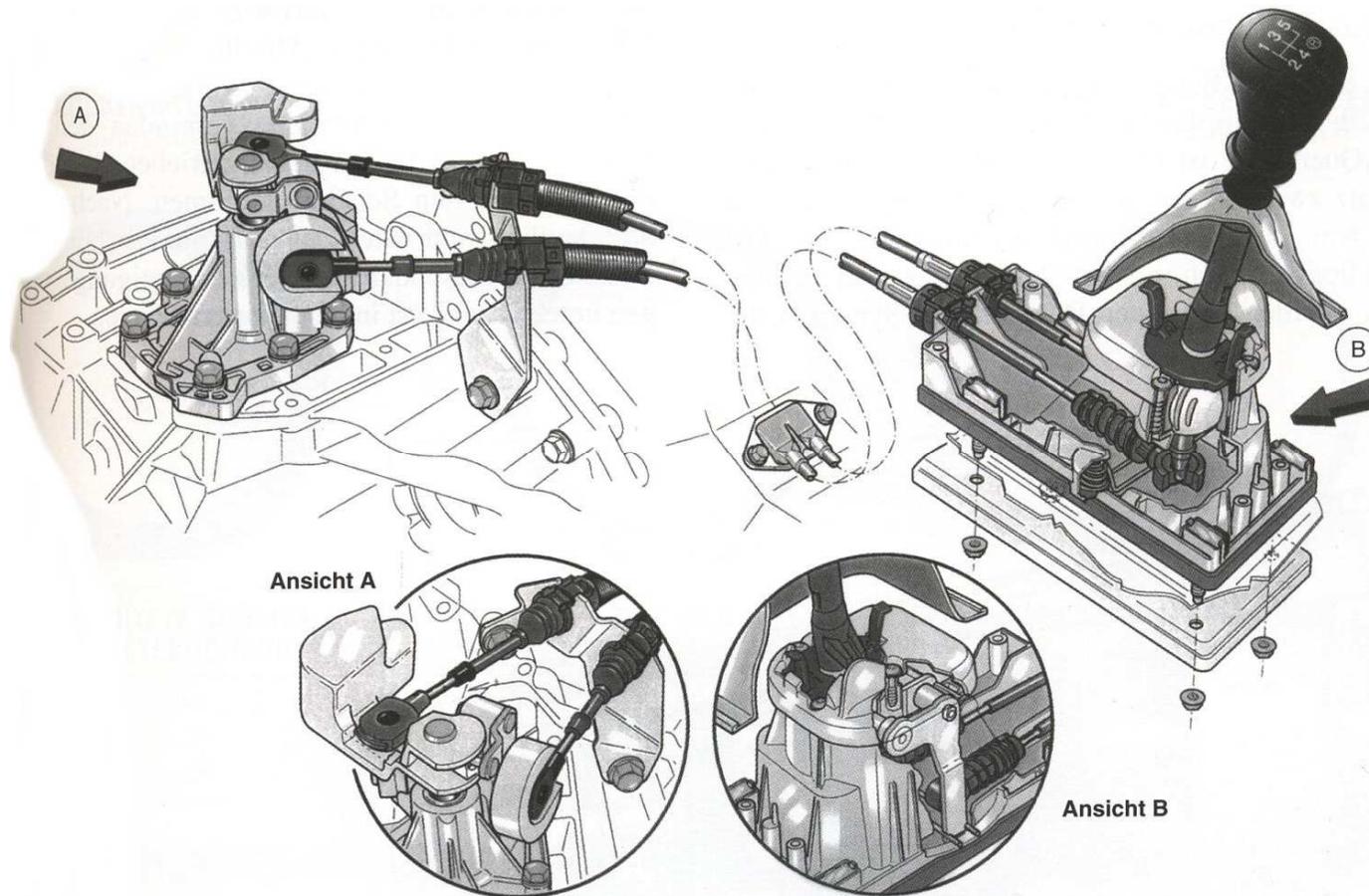


5-Gang Schaltgetriebe (ZF)

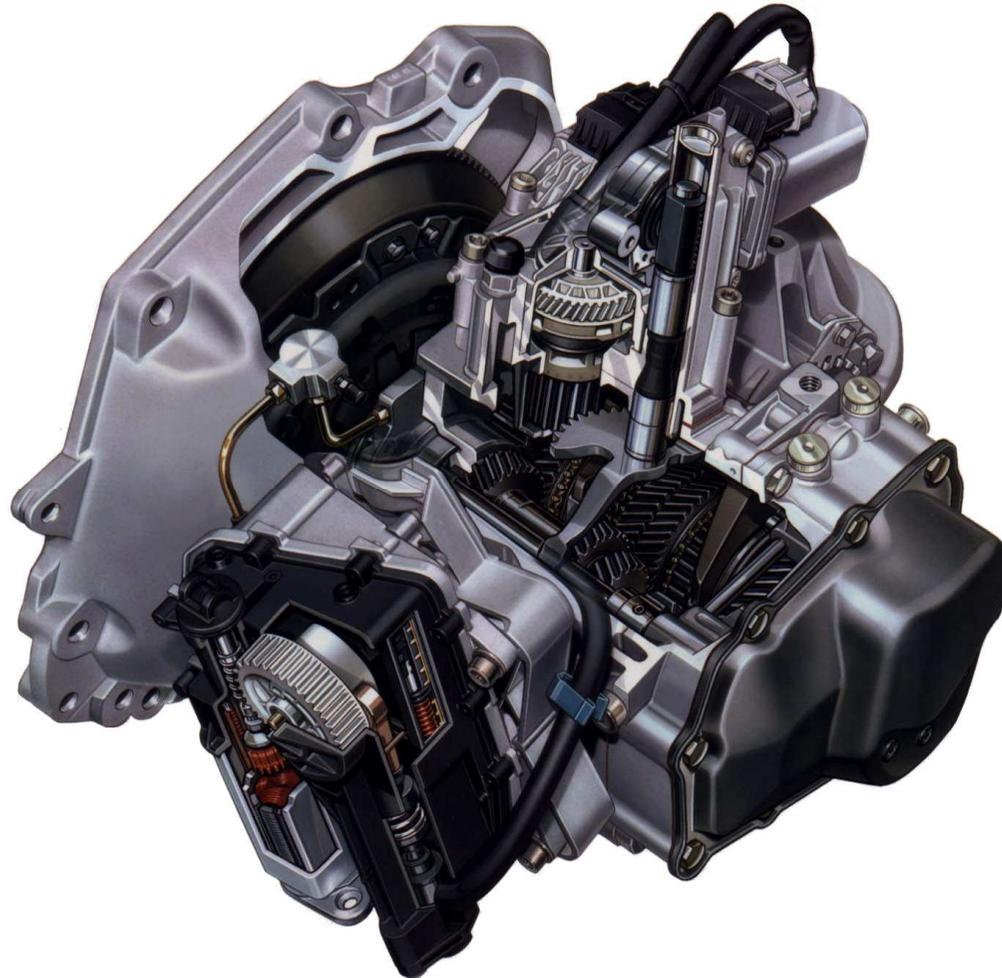


5-Gang Automatikgetriebe
(Daimler Chrysler)

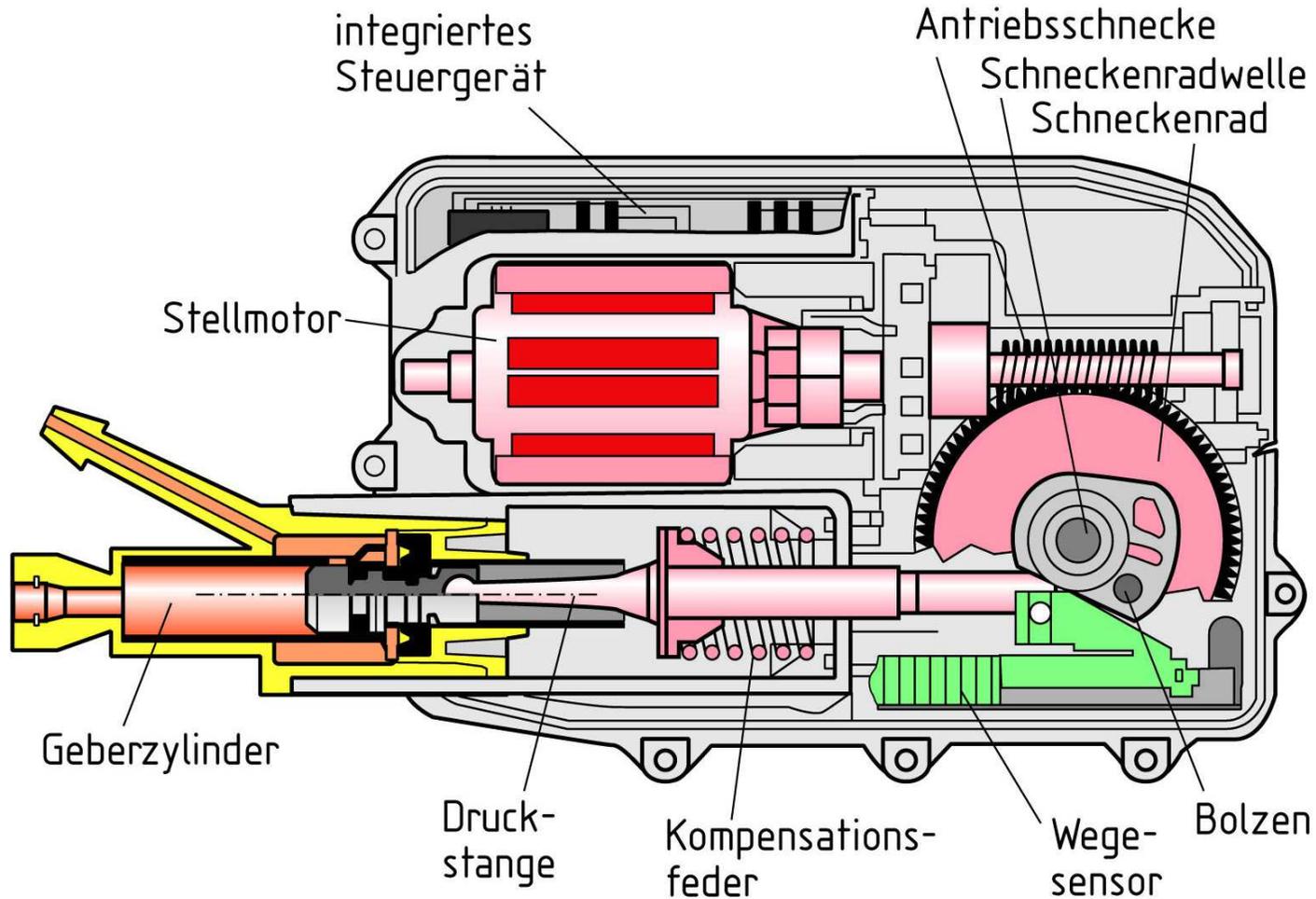
Schaltbetätigung eines manuellen Getriebes mit Hilfe von Seilzügen



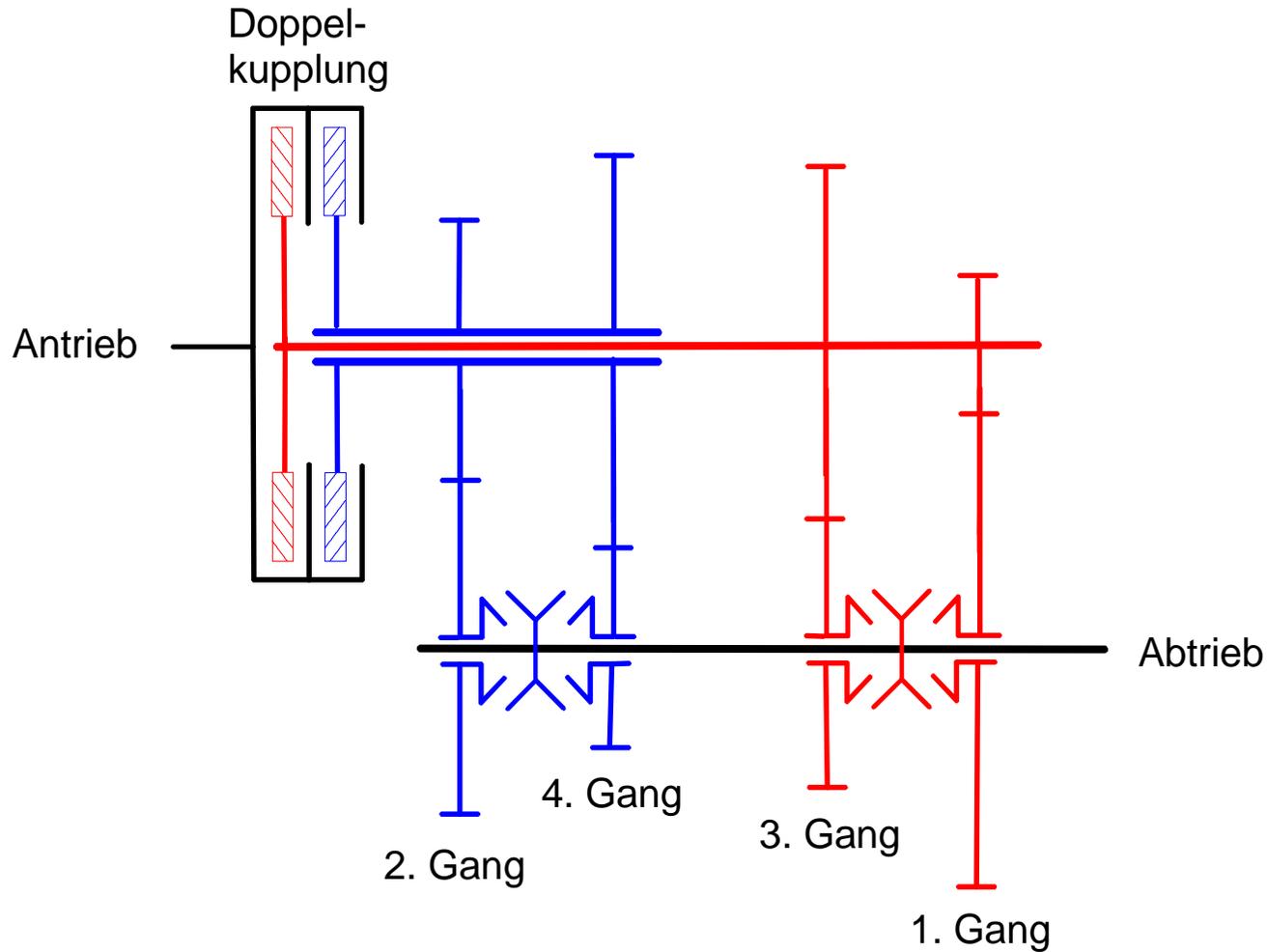
Automatisiertes Schaltgetriebe



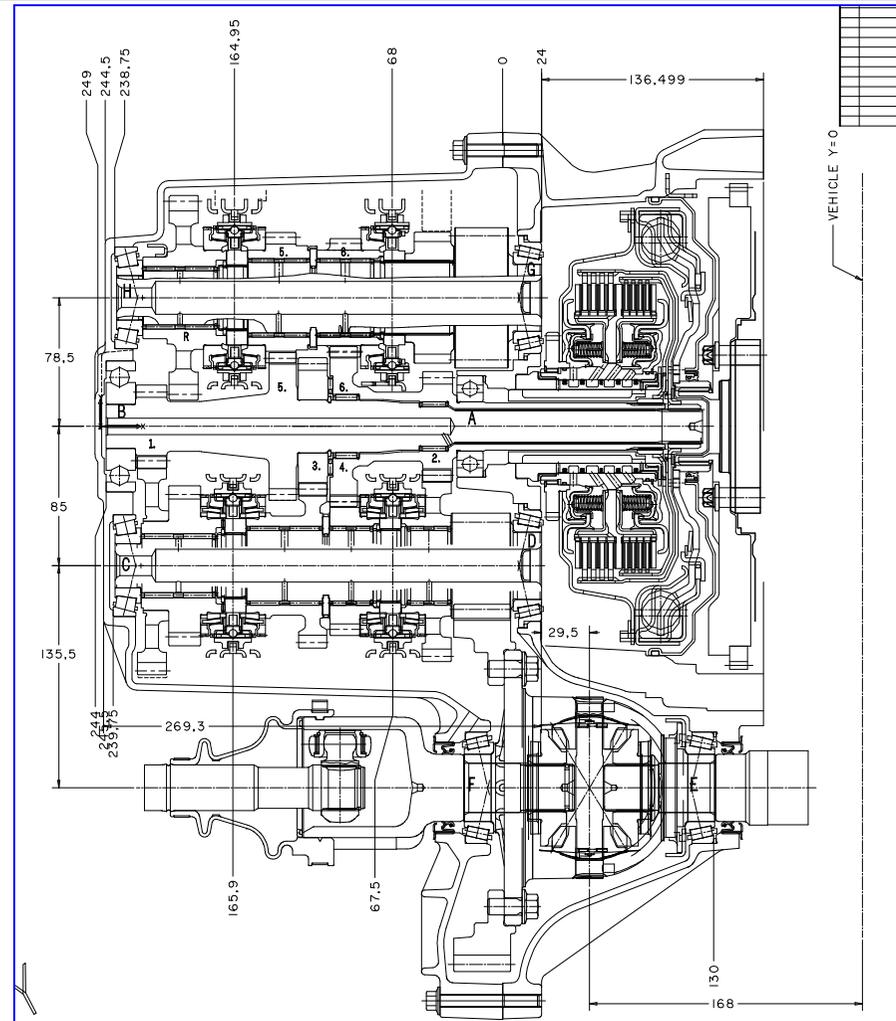
Elektrohydraulischer Kupplungsaktuator



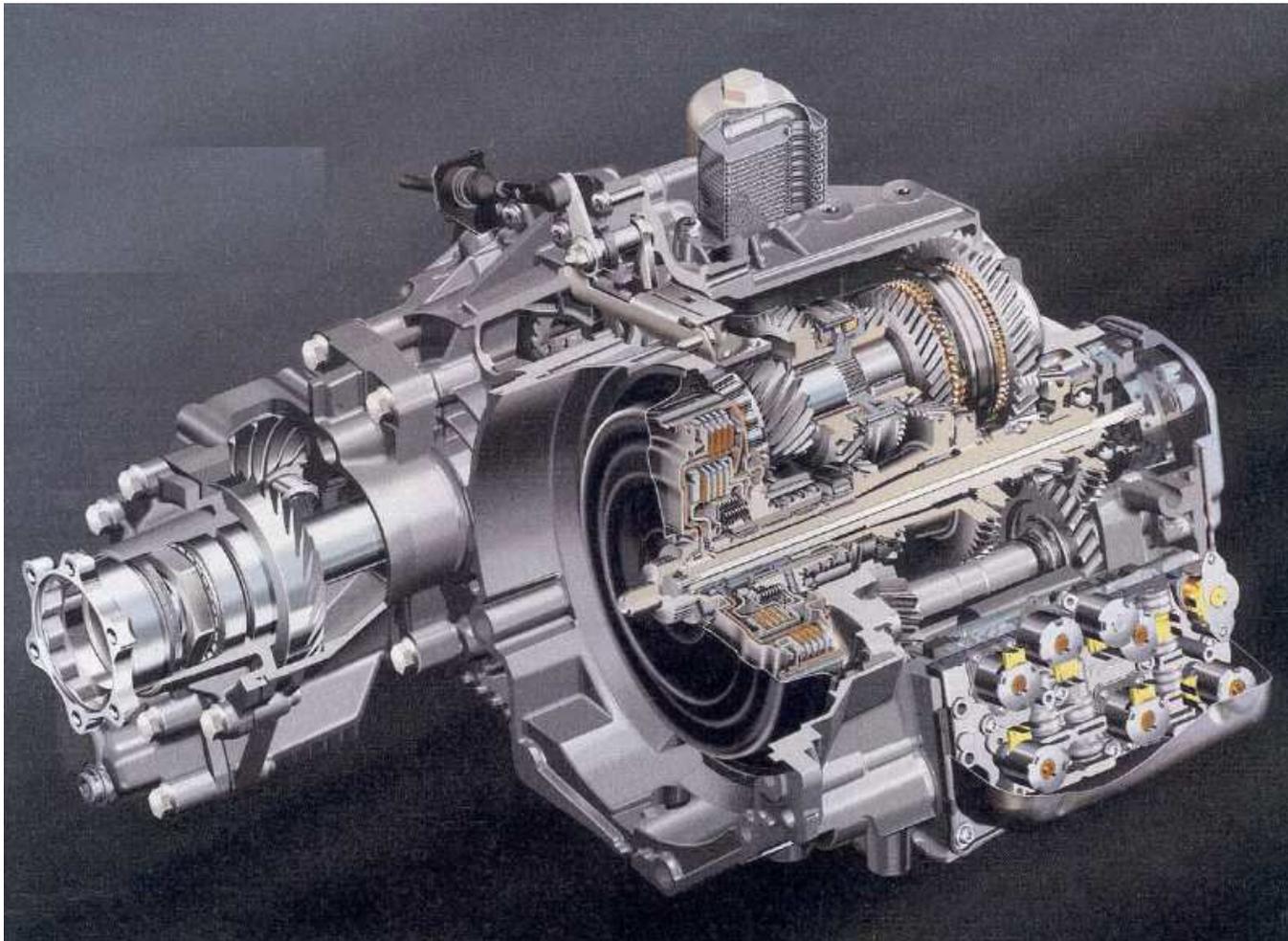
Funktionsschema eines Doppelkupplungsgetriebes



Kompaktes 6-Gang Doppelkupplungsgetriebe (GFT)



Kompaktes 6-Gang Doppelkupplungsgetriebe



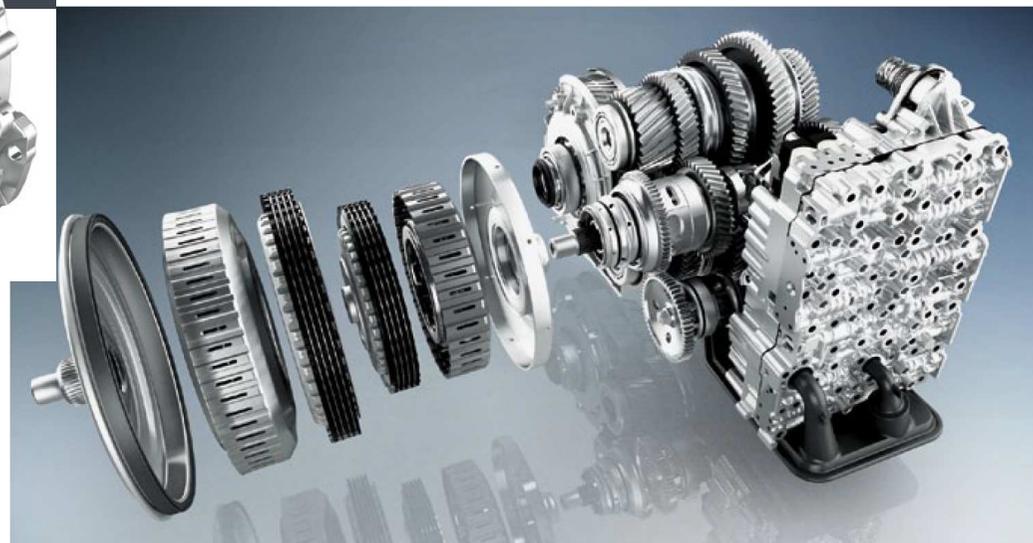
Quelle: VW

7-Gang Doppelkupplungsgetriebe (Daimler)



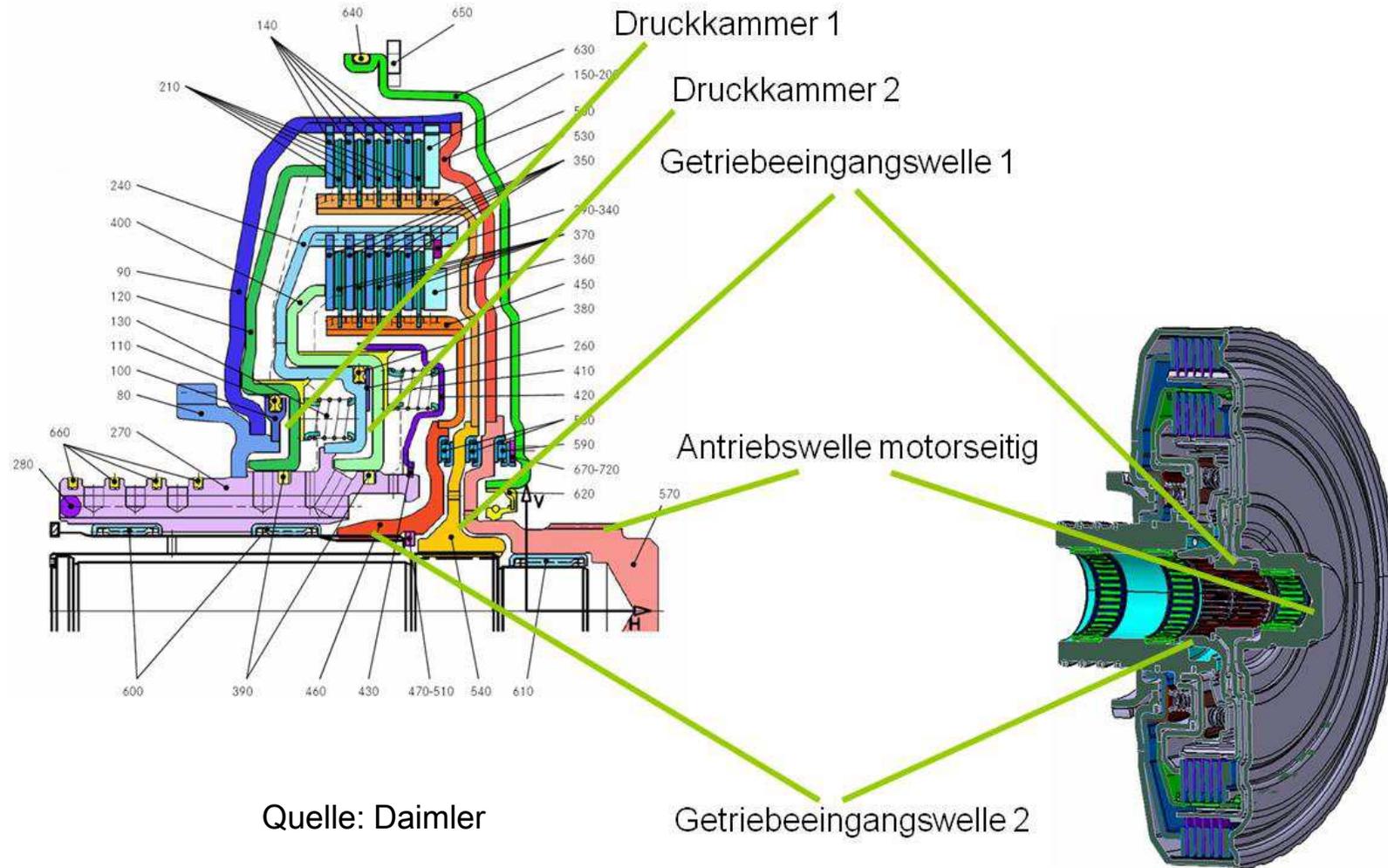
Technische Daten:

| | |
|---------------------------|--------------|
| Gewicht: | 81,2 kg |
| Max. Eingangsmoment: | 350Nm |
| Spreizung (Otto; Diesel): | 7,142; 7,990 |



Quelle: ATZ12/2011

Ausführung einer nassen Doppelkupplung



Quelle: Daimler

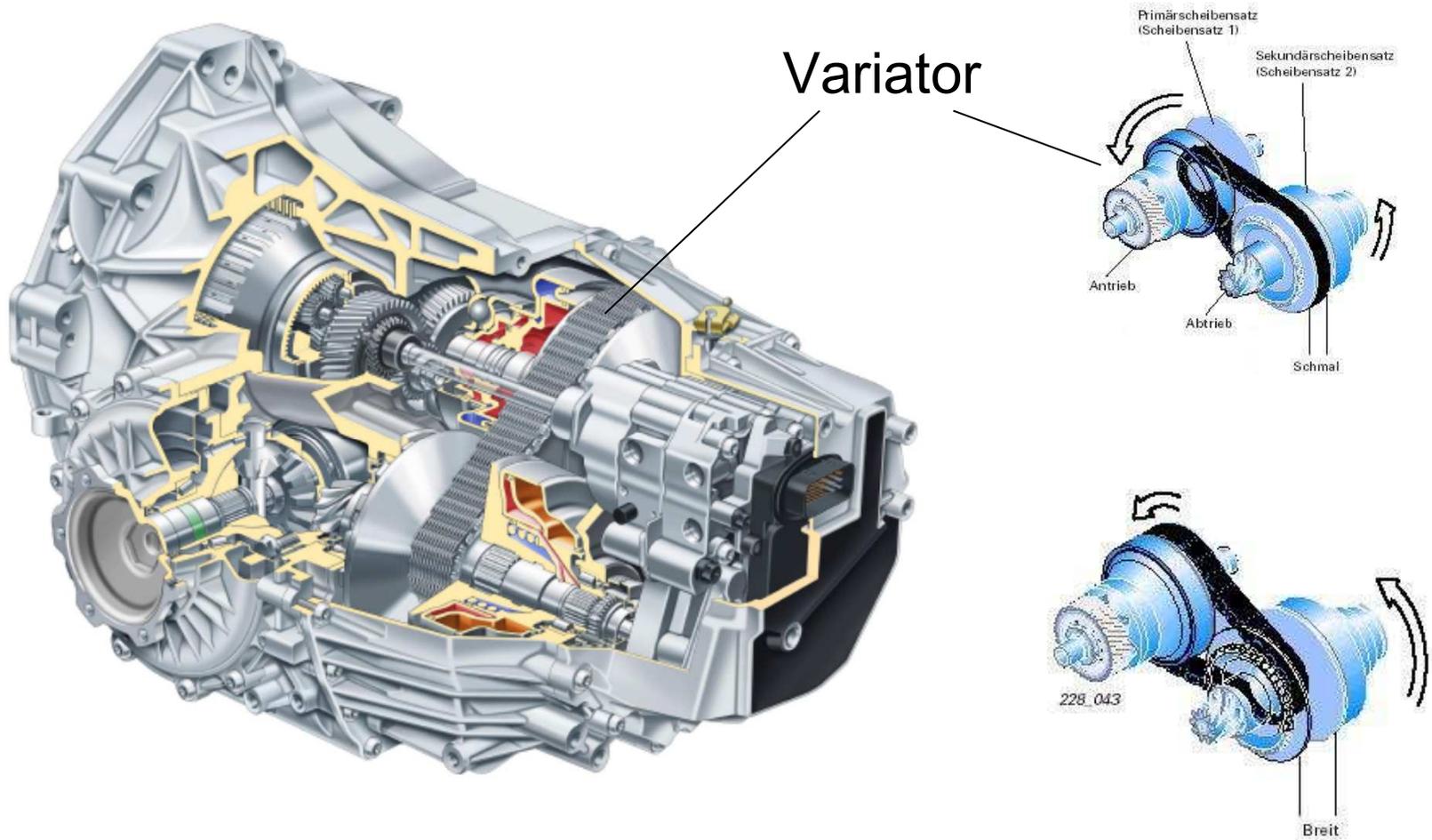
Getriebeeingangswelle 2

Kraftfahrzeugantriebe

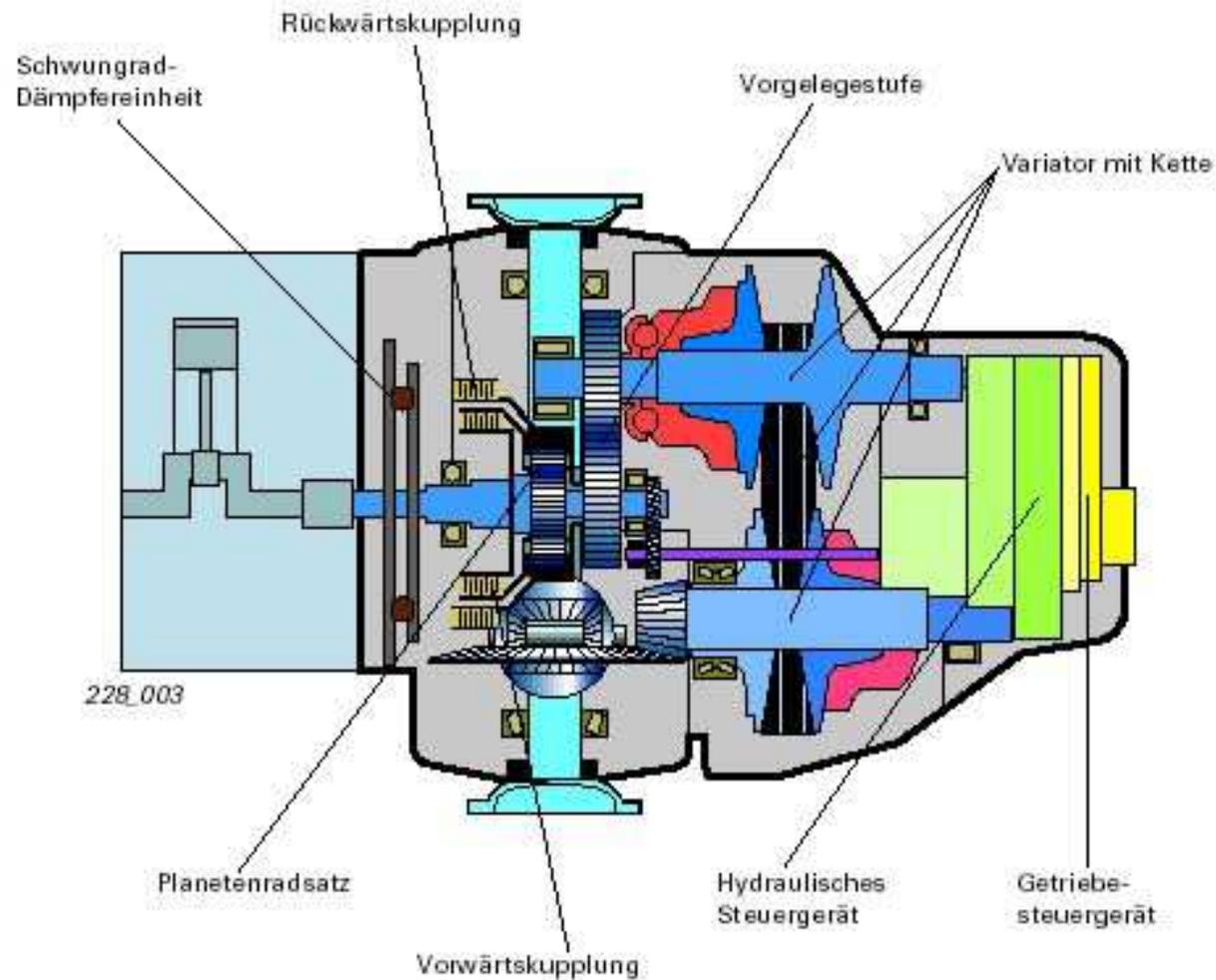
4 Getriebe und Wandler

Herzog

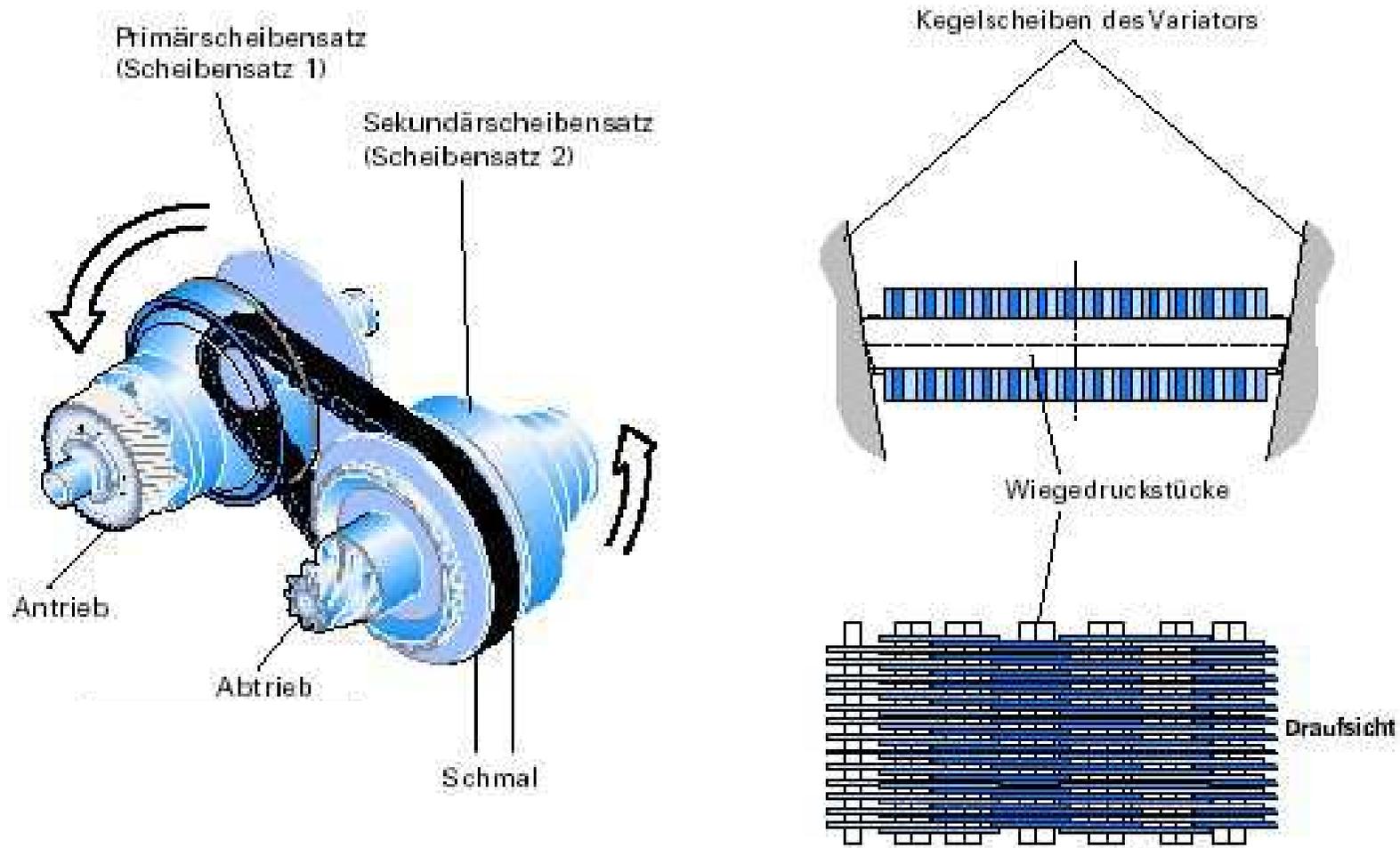
Stufenloses Getriebe (Audi, LuK)



Stufenloses Getriebe (Audi, LuK)



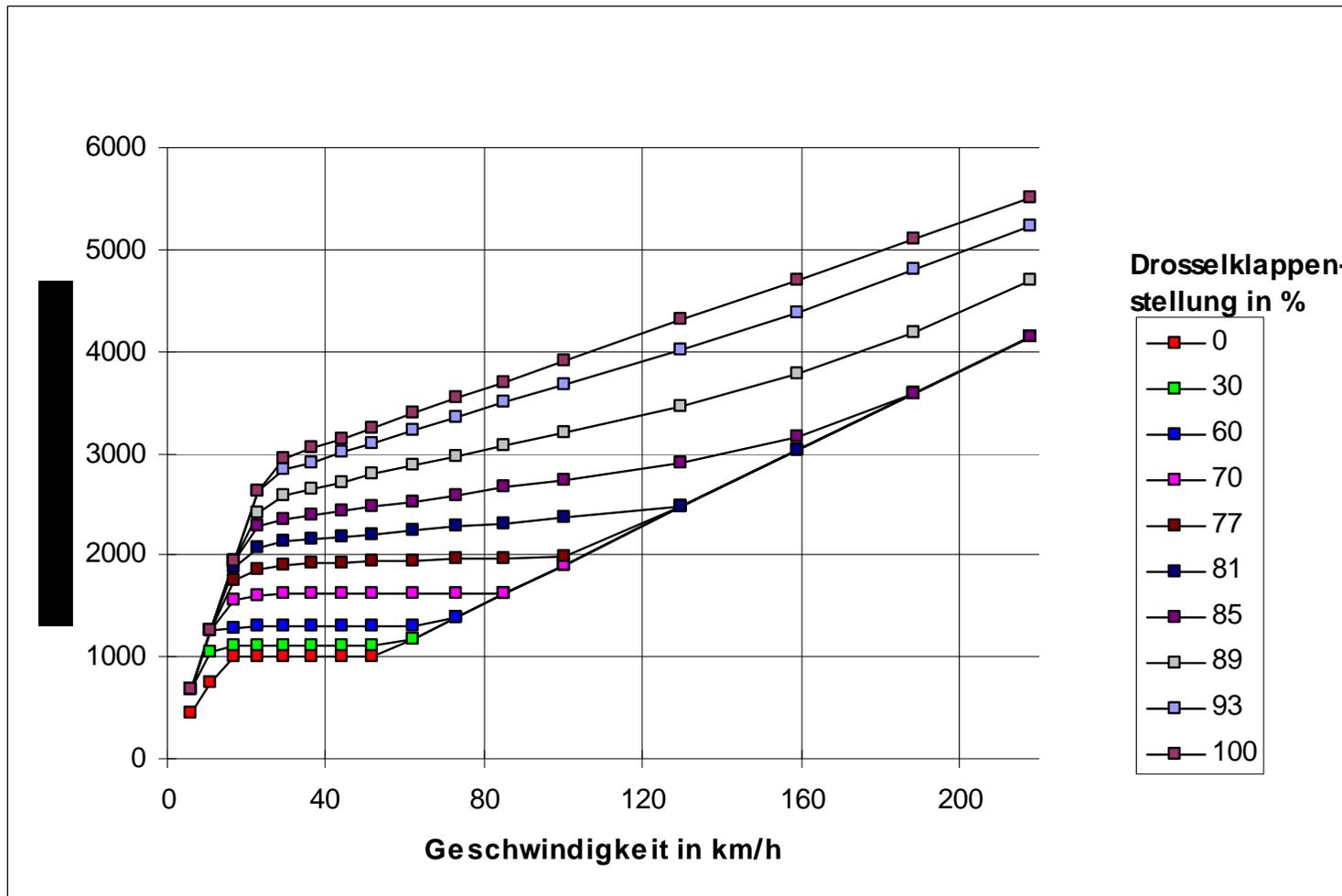
Variator (Audi, LuK)



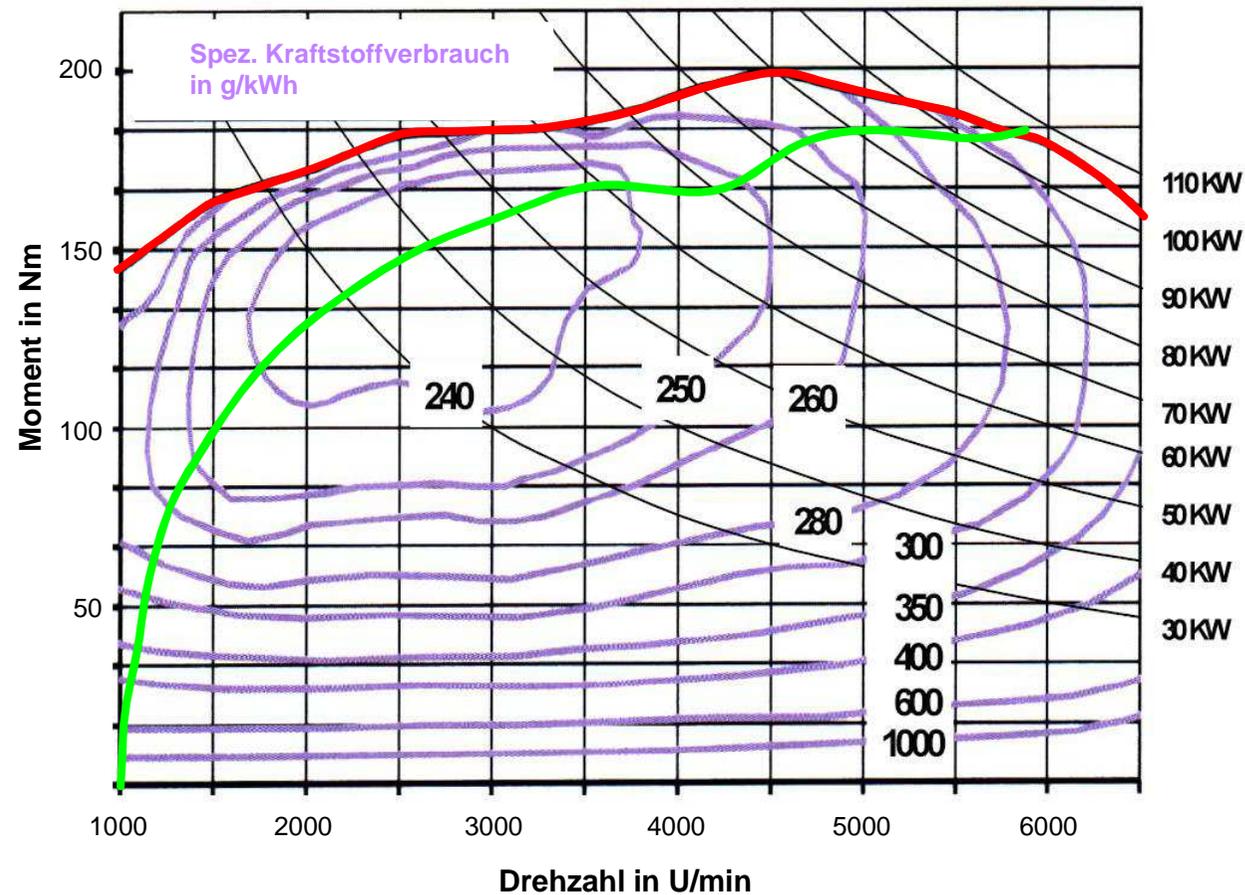
Variator mit Schubgliederband (Van Doorne's Transmissie VDT)



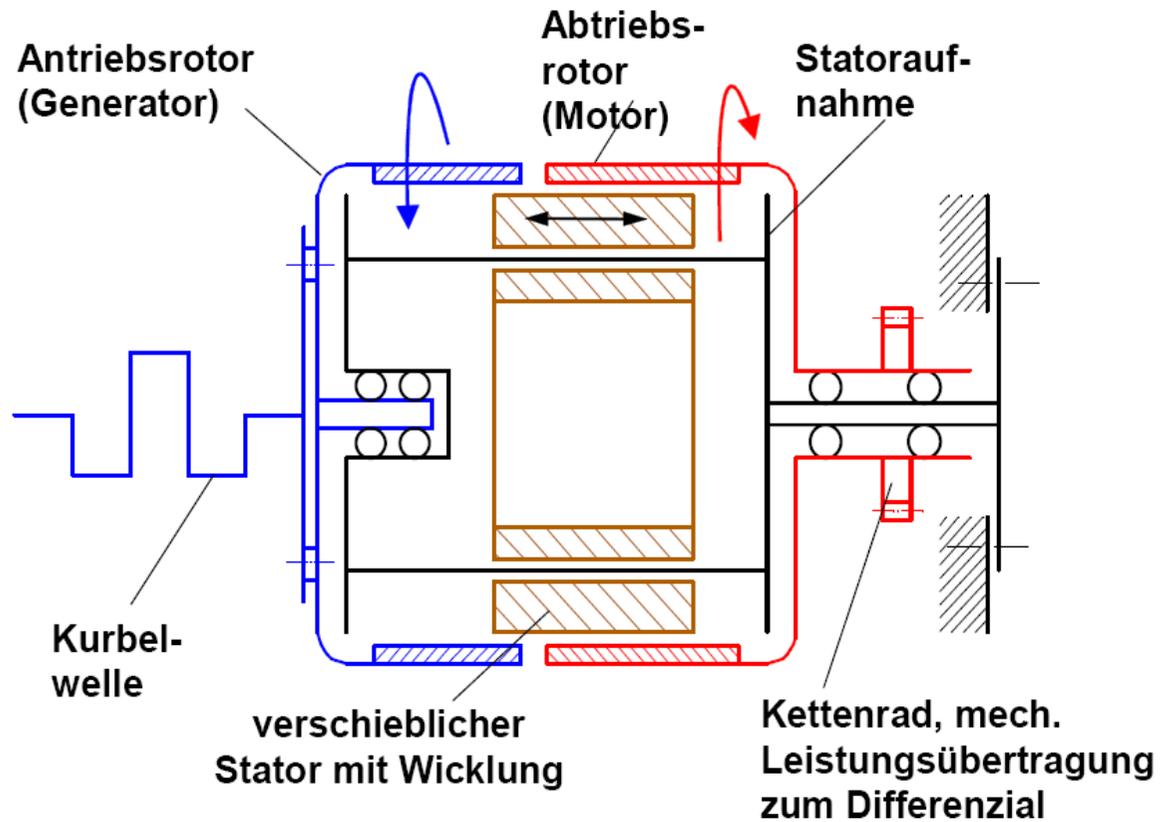
Kennfeld eines stufenlosen Getriebes



Verbrauchsoptimierte Regelkennlinie

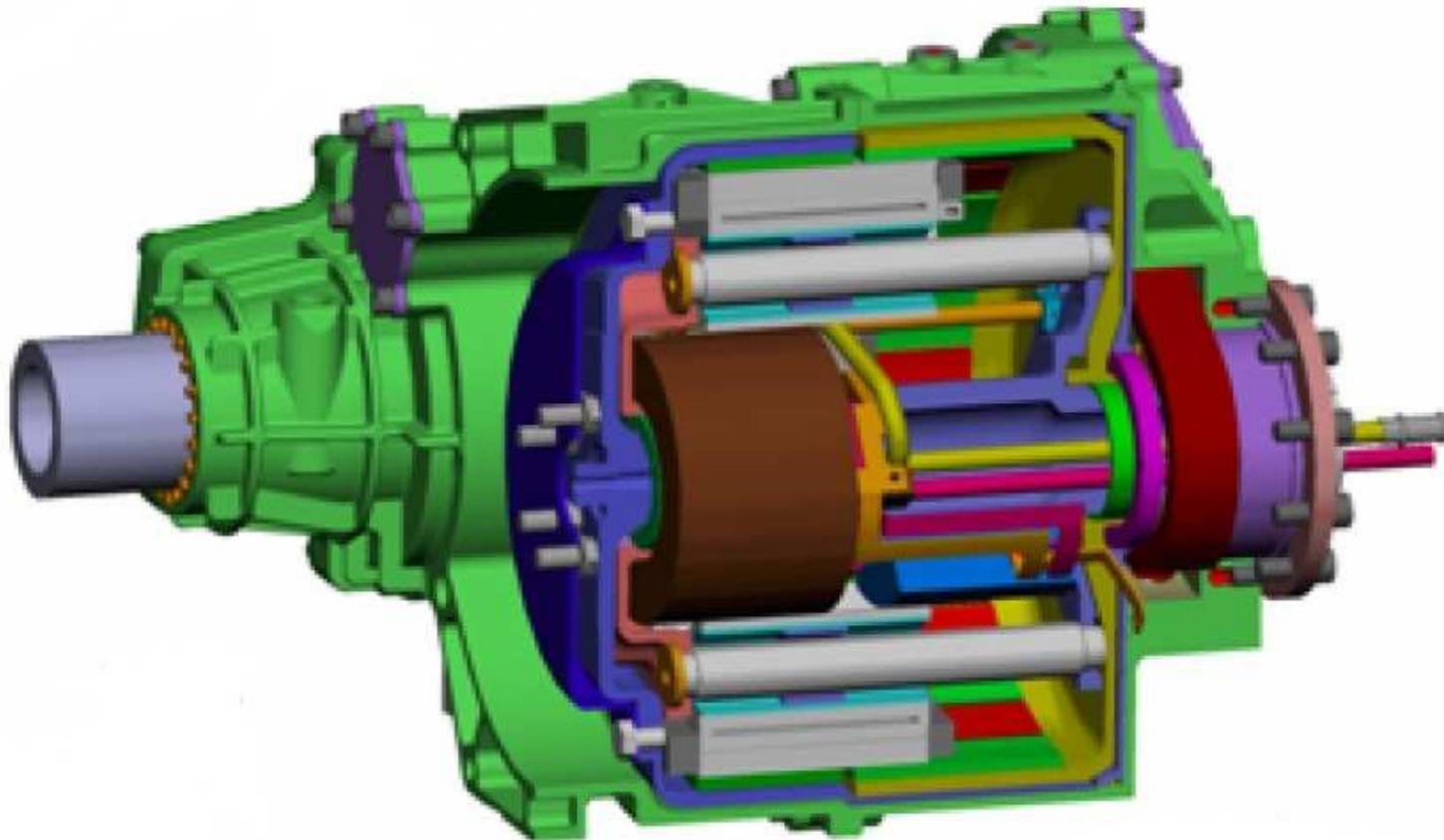


Elektrisches Getriebe



Quelle: VW

3D-Modell eines elektrischen Getriebes



Quelle: VW

Vergleich verschiedener Getriebekonzepte

| | herkömmliches Schaltgetriebe | herkömmliches Automatikgetriebe | Doppelkupplungsgetriebe | stufenloses Getriebe | leistungsverzweigtes Getriebe für Hybridanwendungen | elektrisches Getriebe |
|--|------------------------------|---------------------------------|-------------------------|----------------------|---|-----------------------|
| Wirkungsgrad | + | - | 0 | 0 | + | 0 |
| verbrauchsoptimierte Übersetzungsanpassung | - | - | - | + | + | + |
| Gewicht | + | - | + | 0 | - | + |
| Bauraum | + | - | + | 0 | - | + |
| Kosten | + | 0 | + | 0 | - | - |

4.3 Antriebswellen

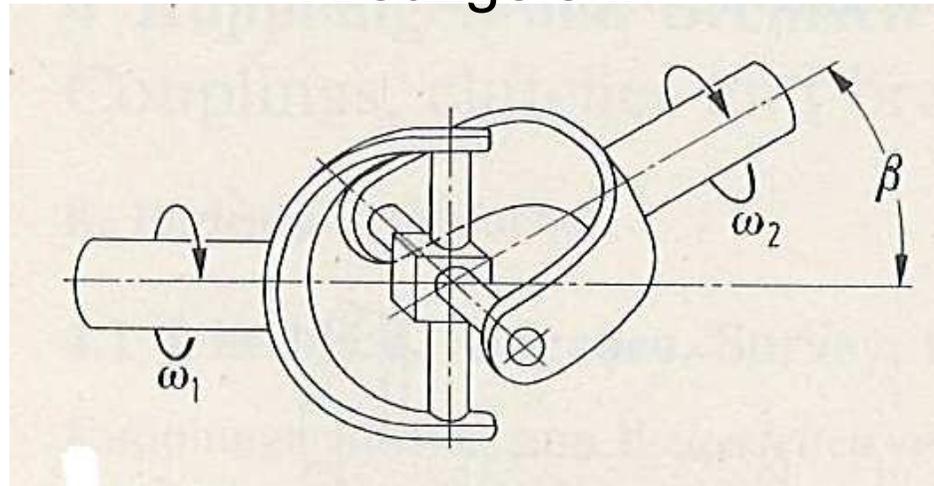
4.3.1 Kreuzgelenke und Kardanwellen

4.3.2 Gleichlaufgelenke

4.3.3 Tripoden

4.3.1 Kreuzgelenke und Kardanwellen

Kreuzgelenk



$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot \cos\beta}{1 - \sin^2\beta \cdot \sin^2\alpha_1}$$

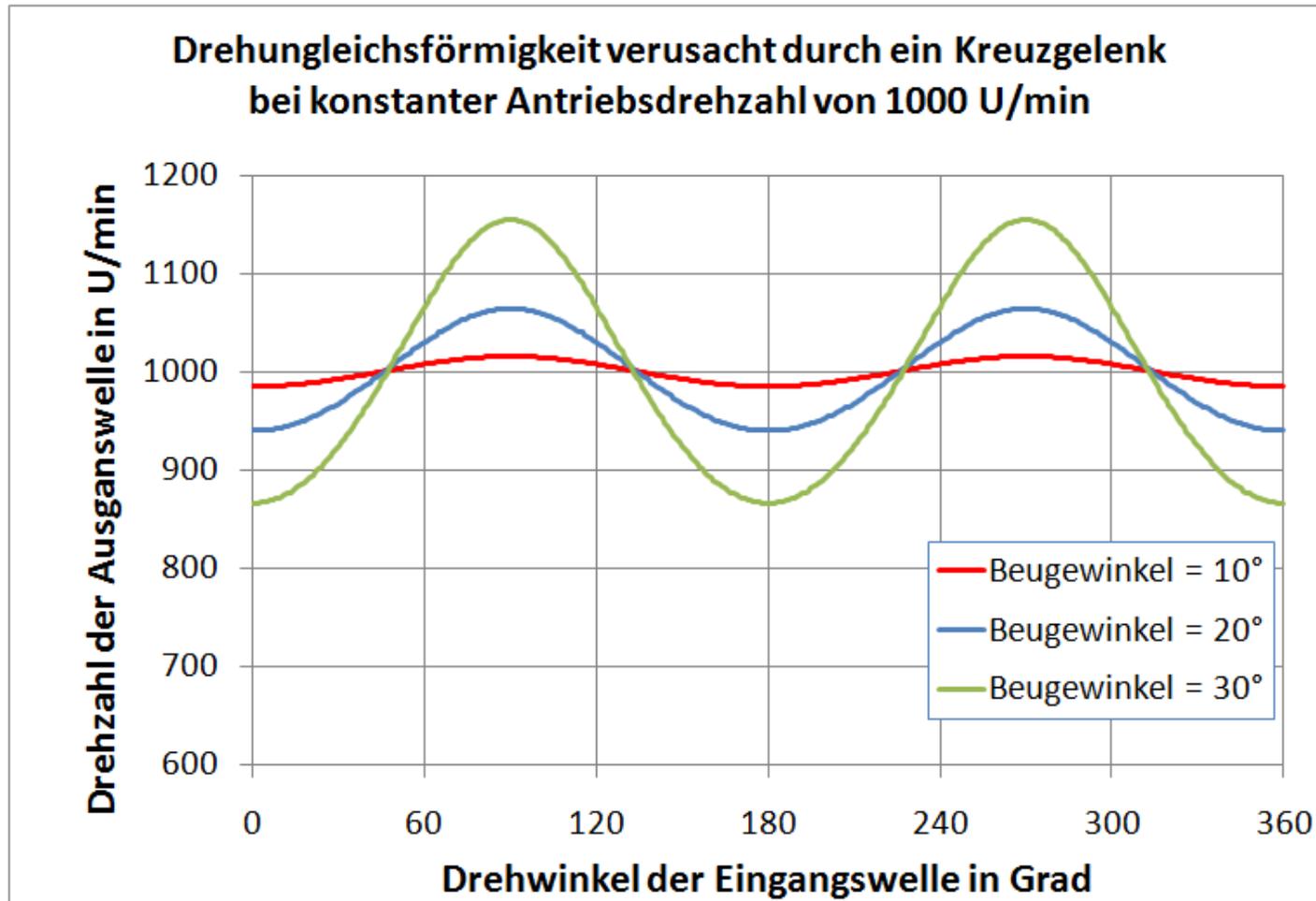
ω_1 = Winkelgeschwindigkeit Welle 1

ω_2 = Winkelgeschwindigkeit Welle 2

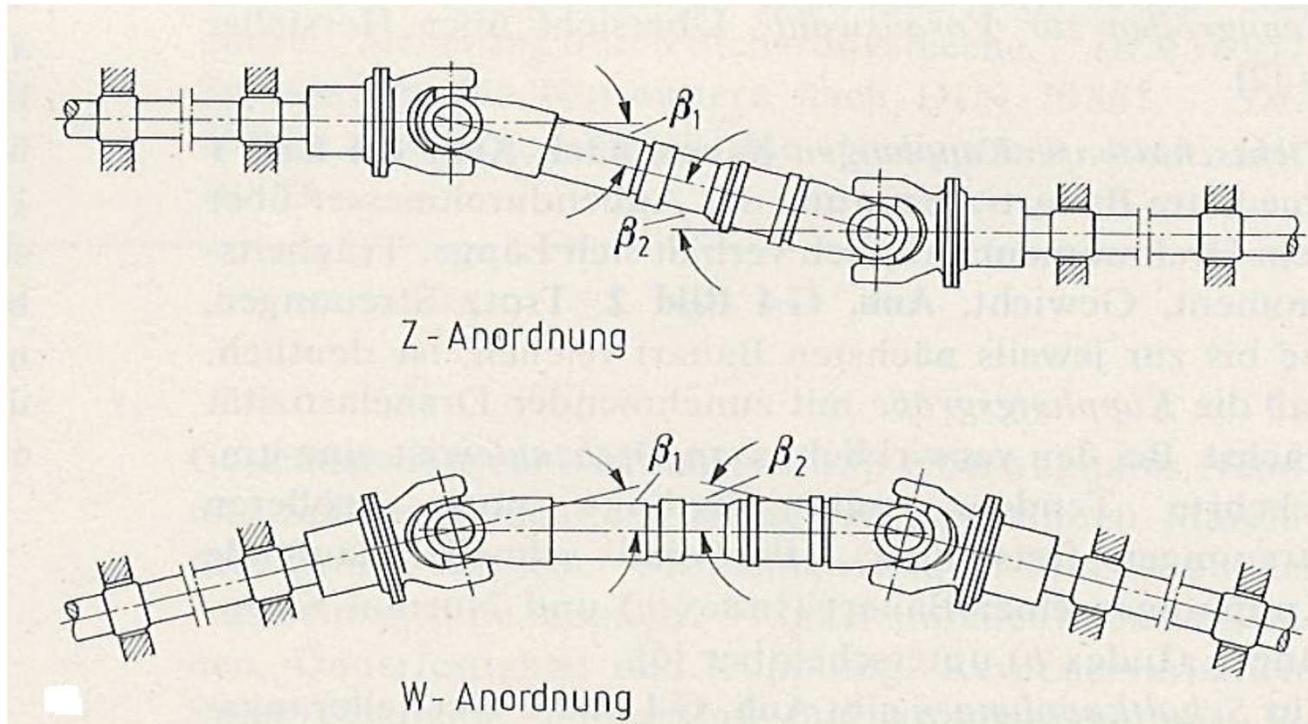
α_1 = Drehwinkel Welle 1

β = Beugewinkel

Drehungleichförmigkeit durch ein Kreuzgelenk

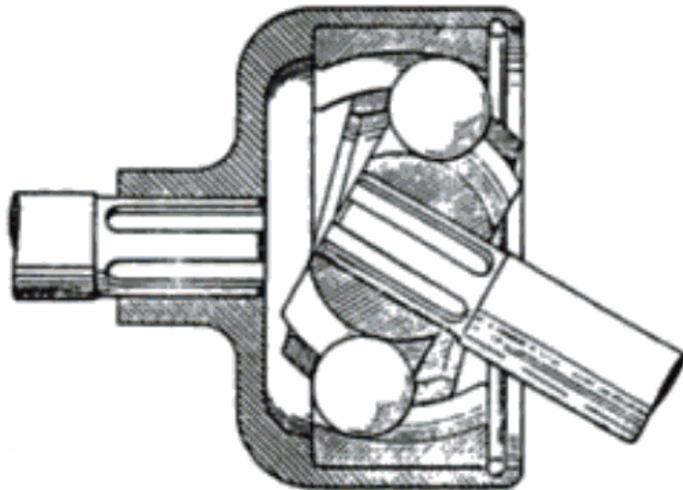


Doppelgelenkwellen



Mit Hilfe eines zweiten Kreuzgelenkes können die Drehungleichförmigkeiten von Drehzahl und Moment bei Anordnung in Z- oder W-Konfiguration und gleichen Beugewinkeln vermieden werden. Dies gilt allerdings nicht für die Zwischenwelle.

4.3.2 Gleichlaufgelenk (homokinetisches Gelenk)



Quelle: Seherr-Thoss



Quelle: GKN

Bei Gleichlaufgelenken werden die Kräfte über Kugeln übertragen. Die Kontaktbahnen der Kugeln sind so angeordnet, dass sich keine Drehzahl- und Momentenungleichförmigkeit ergibt.

4.3.3 Tripoden-Antriebswelle



Quelle: Drexler