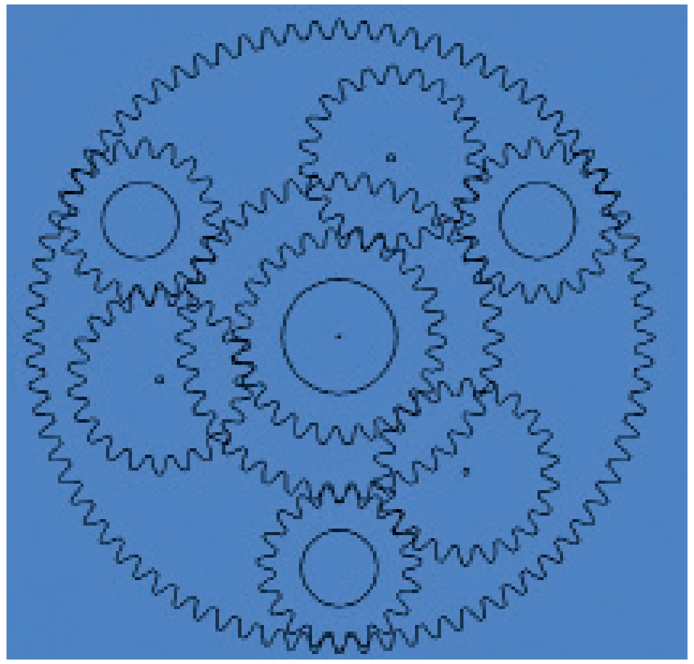
Zahnradberechnung für Ravigneaux-Planetengetriebe

Fritz Ruoss

Ein Ravigneaux-Satz ist ein spezielles doppeltes Planetengetriebe, das üblicherweise in Automatikgetrieben verwendet wird. Die verschiedenen Übersetzungsstufen werden wie beim einfachen Planetenradsatz durch Antreiben und Festbremsen bestimmter Teile oder durch Beblockung des gesamten Planetenradsatzes erreicht. Wie nun ein solches Getriebe berechnet wird, erfahren Sie im folgenden Artikel.



In modernen Automatikgetrieben wird meist ein Ravigneaux-Planetensatz verwendet, oft noch gekoppelt mit einem gewöhnlichen Planetensatz. Der Ravigneaux-Planetensatz (benannt nach dem französischen Erfinder) besteht aus zwei Planetenstufen – einer Plus- und einer Minus-Planetenstufe. Sowohl Steg als auch Hohlrad der Plus- und Minus-Planetenstufe sind beim Ravigneaux-Planetensatz verbunden.

Minus-/Plus-Planetenstufe und Ravigneaux-Planetensatz

Die Minus-Planetenstufe ist ein gewöhnlicher Planetenradsatz, bestehend aus Sonnenrad, Planetenrädern und Hohlrad.Bei einem Plus-Planetensatz werden die Planetenräder ersetzt durch Planetenradpaare. Durch die Drehrichtungsumkehr der Planetenradpaare dreht bei angehaltenem Steg das Sonnenrad in die gleiche Richtung wie das Hohlrad. Die Mittelpunkte von äußerem und innerem Planetenrad liegen meist nicht auf einer Achse zum Sonnenrad.

Beim Ravigneaux-Satz sind sowohl Hohlrad als auch Steg der beiden Stufen gemeinsam bzw. miteinander verbunden. Und das (lange) Planetenrad der Minus-Planetenstufe ist zugleich das äußere Planetenrad der Plus-Planetenstufe. Das Ravigneuax-Getriebemodell (hergestellt mit 3D-Drucker) besteht aus folgenden Einzelteilen (siehe dazu **Bild 01**): Hohlrad (H), kleines Sonnenrad (Si), großes Sonnenrad (Se), drei kurze Planetenräder (Pi), drei lange Planetenräder (Pe), Planetenträger für Plus-Planetensatz außen (Ci), Mitte (Cm), Minus-Planetensatz außen (Ce).

Ein Ravigneaux-Planetensatz hat vier Anschlüsse bzw. Wellen: kleines Sonnenrad Plusplanet (Si), gemeinsamer Planetenträger (C), gemeinsames Hohlrad (H), großes Sonnenrad Minusplanet (Se), sprich eine Abtriebswelle, eine Antriebswelle, eine Kontrollwelle und eine freie Welle.

Zu berechnen sind vier Zahneingriffe: kleines Sonnenrad mit innerem Planetenrad (Si-Pi), inneres Planetenrad mit äußerem Planetenrad (Pi-Pe), äußeres Planetenrad mit Hohlrad (Pe-H) und großes Sonnenrad mit äußerem Planetenrad (Se-Pe). Die Standübersetzung der beiden Planetenstufen wird hier bezeichnet mit i0i für die Plus-Planetenstufe und i0e für die Minus-Planetenstufe. Für festgehaltene Kontrollwelle (n ctrl = 0) gibt es 24 Schaltmöglichkeiten.

Wenn die Abtriebswelle nicht durch Kupplungen umgeschaltet werden soll, verbleiben sechs Gänge. In der Praxis werden davon drei Vorwärtsgänge (1), (2), (4) und ein Rückwärtsgang (R) verwendet, ein weiterer Vorwärtsgang (3) wird direkt geschaltet (i = 1). Abtriebselement ist das Hohlrad.

Drehzahlen und Drehmomente

Drehzahlen und Drehmomente kann man nach den Willis-Gleichungen für Umlaufgetriebe ermitteln:

Drehzahlen:
- $i0 = (nS - nC)/(nH - nC)$
- $nS = nH \times i0 + nC \times (1 - i0)$
- $nH = (nS + nC \times (i0 - 1))/i0$
- $nC = (nS - i0 \times nH)/(1 - i0)$

(Indizes: S = Sonne, H = Hohlrad, C = Carrier)

Da Hohlrad und Steg von Plus- und Minus-Planetenstufe verbunden sind, ist $nHi = nHe = nH$ und $nCi = nCe = nC$.

$$nC = (nSe - i0e \times nH)/(1 - i0e) = (nSi - i0i \times nH)/(1 - i0i)$$

Bei Ausgang Hohlradwelle ergibt die Abtriebsdrehzahl nH:

- Bei Antriebs- und Kontrollwelle Si und Se:
  $nH = (nSi \times (1 - i0e) - nSe \times (1 - i0i))/(i0i - i0e)$
- Bei Antriebs- und Kontrollwelle Si und C:
  $nH = (nSi + nC \times (i0i - 1))/i0i$
- Bei Antriebs- und Kontrollwelle Se und C:
  $nH = (nSe + nC \times (i0e - 1))/i0e$

Drehmoment:
- $TS = -TH/i0$
- $TS + TH + TC = 0$

Daraus folgt:
- $TS = TC/(i0 - 1)$
- $TS = -TH/i0$
- $TC = TS \times (i0 - 1)$
- $TC = TH \times (1/i0 - 1)$
- $TH = -i0 \times TS$
- $TH = TC/(1/i0 - 1)$

Wenn die Kontrollwelle blockiert wird, läuft das volle Eingangsdrehmoment über die Antriebswelle, und das Drehmoment auf die Kontrollwelle kann mit vorgenannten Gleichungen berechnet werden.

Eine Besonderheit gibt es, wenn die Kontrollwelle nicht blockiert ist, sondern auch umläuft: Dann rechnet man entweder mit dem vollen Antriebsmoment auf die Antriebswelle. Daraus errechnet man das Drehmoment und die Leistung auf die Kontrollwelle, welche entweder zugeführt oder abgeleitet (abgebremst) werden muss. Oder die Antriebsleistung verteilt sich auf Antriebs- und Kontrollwelle, dann ergeben sich die Drehmomente und anteiligen Leistungen aus den Drehmomentgleichungen (Leistungsteilung). Dies ist etwa beim direkten (dritten) Gang der Fall, wenn Antriebs- und Kontrollwelle verbunden sind.

Standardschaltungen

In der Praxis werden meist nur vier der 24 möglichen Kombinationen verwendet und zusätzlich noch die Direktübersetzung (i = 1), wo Antriebs- und Kontrollwelle verbunden sind bzw. mit der gleichen Drehzahl angetrieben werden. In der meistverwendeten Konfiguration für Kfz-Getriebe werden vier Vorwärtsgänge und ein Rückwärtsgang im Ravigneaux-Satz folgendermaßen geschaltet:

Gang	IN	CONTROL	OUT	IDLE	Übersetzung i
1	Si	C = 0	H	Se	i0i
2	Si	Se = 0	H	C	(i0i – i0e)/(1 – i0e)
3	Se	C = Se	H	Si	1
4	C	Se = 0	H	Si	i0e/(i0e – 1)
R	Se	C = 0	H	Si	i0e

Abtriebsglied ist hier immer das gemeinsame Hohlrad.

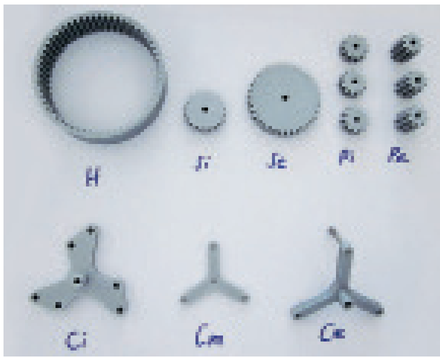
Mittels Kupplungen kann die Antriebswelle mit Si, Se oder Steg (C) verbunden werden, und Se oder C blockiert. Nur im zweiten Gang läuft die Wälzleistung über beide Planetensätze. Im dritten Gang sind Antriebs- und Kontrollglied verbunden (direkte Übersetzung i3 = 1, keine Wälzleistung). Kontrollglied oder Antriebsglied kann auch das Sonnenrad Si sein.

Im ersten Gang läuft die volle Wälzleistung über den Plus-Planetensatz, der Minus-Planetensatz läuft leer mit. Im Rückwärtsgang und im vierten Gang läuft die volle Wälzleistung über den Minus-Planetensatz, der Plus-Planetensatz läuft leer mit. Das Übersetzungsverhältnis i0i (Standübersetzung |zH|/zSi) des Plusplanetensatzes ist das Übersetzungsverhältnis des ersten Gangs (i1 = i0i). Das Übersetzungsverhältnis i0e (Standübersetzung zH/zSe) des Minusplanetensatzes ist das Übersetzungsverhältnis des Rückwärtsgangs (iR = i0e).
- Das Übersetzungsverhältnis des 2. Gangs ist $i2 = (i0i - i0e)/(1 - i0e)$
- Das Übersetzungsverhältnis des vierten Gangs ist $i4 = i0e/(i0e - 1)$
- Die Spreizung ist das Verhältnis der Übersetzungsverhältnisse von erstem und letztem Gang: $phi = i1/i4 = i0i \times (1 - 1/i0e)$

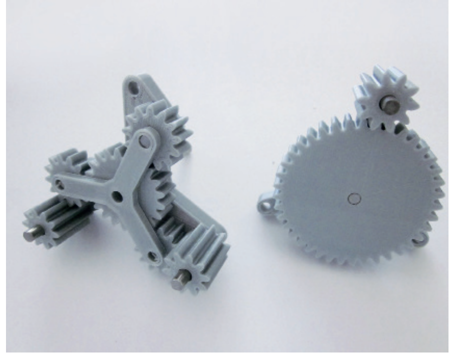
Für die Auslegung eines neuen Ravigneaux-Getriebes erhält man Standübersetzung von Plus- und Minus-Planetenradsatz direkt aus dem gewünschten Übersetzungsverhältnis von erstem Gang und Rückwärtsgang: $i0e = iR$ und $i0i = i1$.

Falls Spreizung phi zwischen erstem und vierten Gang sowie Übersetzungsverhältnis des ersten Gangs vorgegeben sind, ermittelt man die Standübersetzung des Minusgetriebes mit $i0e = i0i/(i0i - phi)$. Daneben sollte man beachten, dass der Stufensprung zwischen den einzelnen Gängen ähnlich ist bzw. so wie gewünscht.

Beispiel: Spreizung $phi = 5$, 1. Gang $i1 = 3$
- $i4 = 3/5 = 0,6$

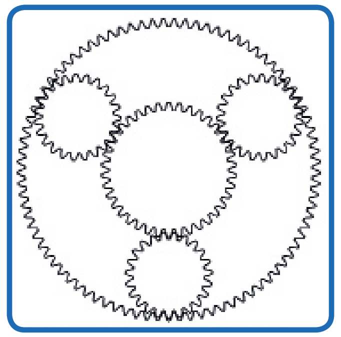


01 Die Einzelteile eines Ravigneuax-Getriebemodells wurden mit einem 3D-Drucker hergestellt

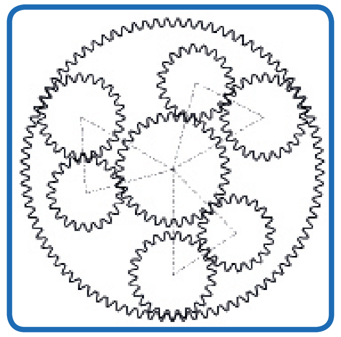


02 Plus-Planetensatz und Minus-Planetensatz teilmontiert

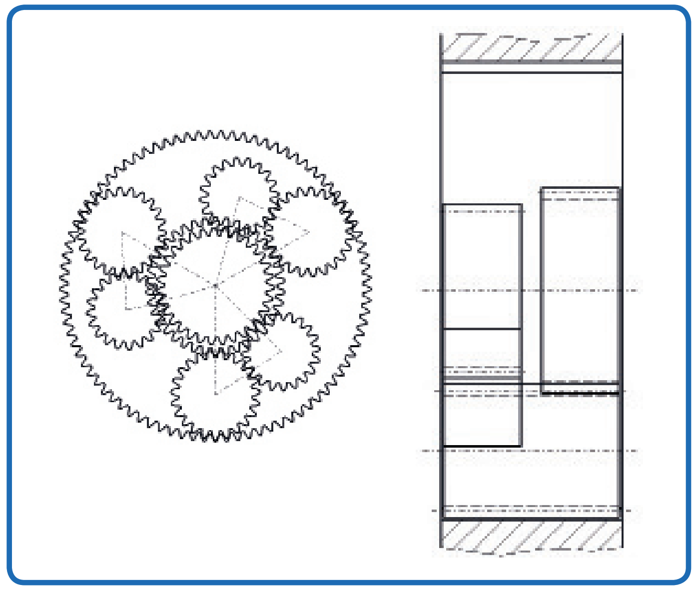
03 Ravigneaux-Planetengetriebemodell fertig montiert



04a Minus-Planetenstufe



04b Plus-Planetenstufe



05 Ravigneaux-Planetensatz

- $i0i = i1 = 3$
- $i0e = i0i/(i0i - phi) = 3/(3 - 5) = -1{,}5$

Zähnezahlen und Montierbarkeitsbedingung

Die Planetenradpaare des Plus-Planetensatzes müssen nicht auf einer Achse zum Getriebemittelpunkt liegen. Meist sind sie versetzt, dadurch sind größere Zähnezahlen möglich. Bei der Festlegung der Zähnezahlen muss die Montierbarkeitsbedingung beachtet werden.

Grobauslegung:
geg.: Zähnezahl Hohlrad zH (Zähnezahl Innenverzahnung mit negativem Vorzeichen)
- $zSe = zH/i0e$
- $zSi = -zH/i0i$
- $zPe = (|zH| - zSe)/2$
- $zPi > (|zH| - zSi)/2{,}5$

In folgenden Gleichungen muss „f" eine ganze Zahl ergeben. „q" ist die Anzahl der Planeten bzw. Planetenradpaare.
- Minusgetriebe: $(|zH| + zSe)/q = f$
- Plusgetriebe: $(|zH| - zSi)/q = f$

Beispiel:
- $q = 3$
- $zH = -60$
- $zSe = zH/i0e = -60/-1{,}5 = 40$
- $zSi = -zH/i0i = 60/3 = 20$

Minusgetriebe:
$f = (|zH| + zSe)/q = (60 + 40)/3 = 33{,}33$
Plusgetriebe:
$f = (|zH| - zSi)/q = (60 - 20)/3 = 13{,}33$

Das Getriebe ist so nicht montierbar. Wenn $zH = -60$ beibehalten werden soll, wird
- $zSe = f \times q\,|zH| = 33 \times 3 - 60 = 39$
- $zSi = |zH| - f \times q = 60 - 13*3 = 21$

Damit wird die Standübersetzung von Plus- und Minus-Planetensatz:
- $i0i = -zH/zSi = 60/21 = 2{,}857$ (statt 3)
- $i0e = zH/zSe = -60/39 = -1{,}538$ (statt $-1{,}5$)
- Spreizung: $phi = i1/i4 = i0i \times (1 - 1/i0e) = 2{,}857 \times (1 - 1/-1{,}538) = 4{,}71$ (statt 5)

Planetenräder:
- $zPe = (|zH| - zSe)/2 = (60 - 39)/2 = 10$
- $zPi = (|zH| - zSi)/2{,}5 = (60 - 21)/2{,}5 = 16$

Achsabstand und Profilverschiebung

Bei der Minus-Planetenradstufe gibt es die bekannten Einschränkungen bei der Festlegung der Profilverschiebungsfaktoren, weil der Achsabstand der Paarung Sonne-Hohlrad zugleich der Abstand der Paarung Planet-Hohlrad ist. Wenn man die Profilverschiebung von Sonnenrad und Planetenrad festlegt, ergibt sich der Achsabstand. Aus Achsabstand und Profilverschiebung Sonnenrad ergibt sich dann der Profilverschiebungsfaktor Hohlrad. Wenn der errechnete Wert ungünstig ist, kann die Zähnezahl des Planetenrades um 1 erhöht oder vermindert werden.

Bei der Plus-Planetenradstufe hat man mehr Freiheiten, weil die Achsabstände fast beliebig variiert werden können. Die Profilverschiebungsfaktoren vom inneren Sonnenrad sowie Zähnezahl und Profilverschiebung des inneren Planetenrades können beliebig gewählt werden.

Beispiel:
Für $zPe = 10$ wird $x = 0{,}5$ und für $zSe = 39$ wird $x = 0$ gesetzt. Dann ergibt sich $xH = -0{,}468$. Das passt, xH sollte zwischen 0 und -1 liegen.

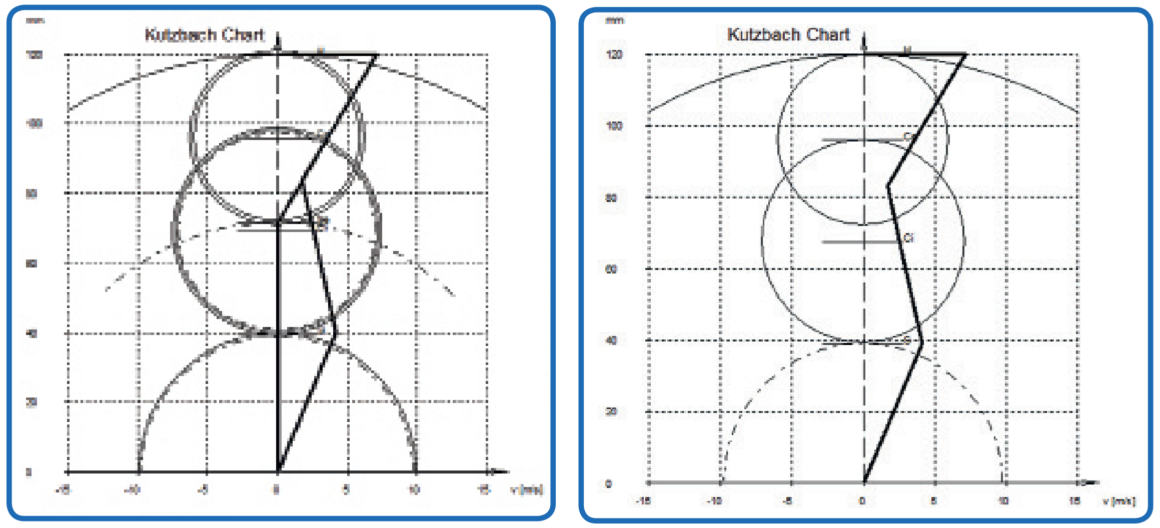
zPi kann man auch kleiner wählen, z. B. $zPi = 13$. Die Profilverschiebung von Pi und Si kann man beliebig wählen, daraus werden dann die Achsabstände berechnet.

Kutzbach-Geschwindigkeitsplan

Der Kutzbach-Geschwindigkeitsplan ist etwas unübersichtlich, weil zum einen zwei Planetenstufen eingezeichnet sind, und zum zweiten die Planetenräder der Plus-Planetenstufe nicht auf einer Achse liegen. Deshalb kämmen die auf eine Achse gezeichneten Planetenräder nicht. **Bild 06 (links)** zeigt den Kutzbachplan eines Ravigneaux-Satzes im zweiten Gang (kleines Sonnenrad Si treibt, großes Sonnenrad Si blockiert). **Bild 06 (rechts)** ist der Kutzbachplan für den Plus-Planetenradsatz. Mit dem blockierten Sonnenrad des Minus-Planetengetriebes ergibt sich der Gesamtplan.

Wolf-Getriebesinnbilder

Aus den Getriebesinnbildern nach Wolf erkennt man die relativen Übersetzungen und die Verteilung von Moment und Leistung auf Sonnenrad, Hohlrad und Stegwelle. Eingezeichnet sind Plus-Planetenstufe und Minus-Planetenstufe mit Standübersatzung und Wälzleistung, verbunden sind Hohlräder Hi und He und Carrier Ci und Ce.



06 Links ist der Kutzbachplan eines Ravigneaux-Satzes im zweiten Gang zu sehen. Rechts ist der Kutzbachplan für den Plus-Planetenradsatz abgebildet

Im zweiten Gang laufen Leistung und Drehmoment über Plus- und Minus-Planetenstufe (Eingangswelle Si, Ausgangswelle H und Kontrollwelle $Se = 0$.

Im dritten Gang, dem Direktgang, ist die Wälzleistung 0. Angetrieben werden hier Sonnenrad und Steg des Plus-Planetensatzes, der Minus-Planetensatz läuft leer mit. Antriebsmoment und Antriebsleistung verteilen sich zwischen Eingangswelle und Kupplungswelle Si und C (Leistungsteilung).

Festigkeitsberechnung Zahnräder

Für einen Tragfähigkeitsnachweis nach ISO 6336 oder DIN 3990 müssen die Zahnradpaare aus dem Ravigneaux-Getriebe einzeln berechnet werden. Rad 1 ist dabei immer das Ritzel bzw. Zahnrad mit der kleineren Zähnezahl, Rad 2 ist das Gegenrad.

Für die Festigkeitsberechnung der Planetengetriebe werden die Drehzahlen relativ zum Steg berechnet.

Drehzahl der Planetenräder relativ zum Steg:
- $nPiC = (nC - nSi) \times zSi/zPi$
- $nPeC = (nC - nSe) \times zSe/zPe$

Berechnungsbeispiel: Zweiter Gang mit Antrieb inneres Sonnenrad Si:
- $nSi = 1\,000$/min, $TSi = 100$ Nm, $PSi = 10{,}47$ kW, $i0i = 2{,}857$, $i0e = -1{,}538$
- $zSi = 21$, $zSe = 39$, $zH = -60$, $zPe = 10$, $zPi = 13$

Die Abtriebsdrehzahl nH wird gemäß der Formel für die Übersetzung des zweiten Gangs berechnet:
- $nSe = 0$ (blockiert)
- $nH = nSi \times (1 - i0e)/(i0i - i0e) = 1\,000 \times (1 + 1{,}538)/(2{,}857 + 1{,}538) = 577{,}5$/min

Drehzahlen von Carrier und großem Sonnenrad nach Willis-Gleichungen:
- $nC = (nSi - i0i \times nH)/(1 - i0i)$ $(1\,000 - 2{,}857 \times 577{,}5)/(1 - 2{,}857) = 350$/min
- $nPiC = (nC - nSi) \times zSi/zPi = (350 - 1\,000) \times 21/13 = -1\,050$/min
- $nPeC = (nC - nSe) \times zSe/zPe = (350 - 0) \times 39/10 = 1365$/min

Das Drehmoment wird durch die Anzahl der Planeten (q) geteilt. Bei mehr als drei Planetenrädern ist ein Faktor Kgamma für ungleichmäßige Lastaufteilung zu berücksichtigen, dieser erhöht das Drehmoment der ungünstigsten Planetenradpaarung.

$K\gamma = 1$ für 1, 2, oder 3 Planetenräder ($q<4$)

Lastwechsel und Zahneingriffe werden durch den Faktor YA berücksichtigt. Im unidirektionalen Betrieb haben Hohlrad und Sonnenräder q Eingriffe je Umdrehung. Die Planetenräder haben zwei Zahneingriffe und einen Lastwechsel je Umdrehung.

Die zu übertragende Leistung ist die Wälzleistung Pwi der Plus-Planetenstufe oder/und Pwe der Minus-Planetenstufe.

- $Pwi = TSi \times (\omega Si - \omega C) = THi \times (\omega H - \omega C)$
- $Pwe = TSe \times (\omega Se - \omega C) = THe \times (\omega H - \omega C)$

(T = Drehmoment, $\omega = 2\pi n$ = Kreisfrequenz, S = Sonne, H = Hohlrad, e = außen oder Minus-Satz, i = innen oder Plus-Satz)

Berechnungsbeispiel:
- $\omega Si = 2 \times pi \times nSi = 2 \times pi \times 1\,000/60 = 104{,}7/s$
- $\omega C = 2 \times pi \times nC = 36{,}65/s$
- $\omega H = 2 \times pi \times nH = 60{,}475/s$
- $\omega Se = 0$
- $Pwi = TSi \times (\omega Si - \omega C) = 100 \times (104{,}7 - 36{,}65) = 6{,}8$ kW
- $Pwe = THe \times (\omega H - \omega C)$
- $TH = P/\omega H = 10\,470$ Nm/s/60,475/s $= 173$ Nm (Ausgangsdrehmoment)
- $THi = -i0i \times TSi = -2{,}857 \times 100$ Nm $= -285{,}7$ Nm
- $THe = -TH - THi = -173 + 285{,}7 = 112{,}7$ Nm
- $Pwe = THe \times (\omega H - \omega C) = 112{,}7 \times (60{,}475 - 36{,}65) = 2{,}68$ kW

Leistungsdaten für vier Zahnradpaare (Si-Pi, Pi-Pe, Pe-H, Se-Pe)

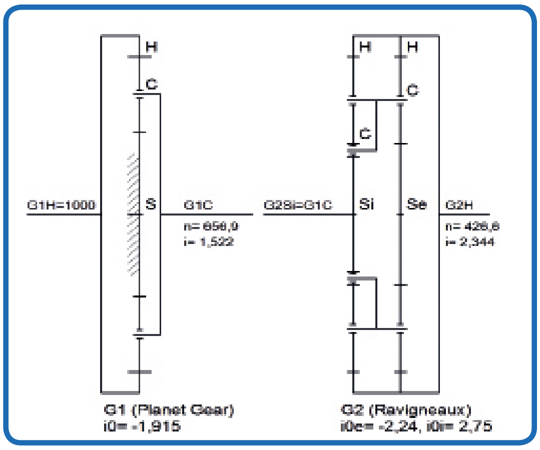
1. Zahnradpaar Si-Pi:
Paarung Si-Pi mit $zSi <= zPi$ (1 = Si, 2 = Pi):
$n1 = |nPiC \times zPi/zSi|$
$T1 = |TSi/q \times K\gamma|$
$P = Pwi/q \times K\gamma$ $(= T1 \times n1 \times 2\pi)$

Paarung Si-Pi mit $zSi > zPi$ (1 = Pi, 2 = Si):
$n1 = |nPiC|$
$T1 = |TSi/q \times K\gamma \times zPi/zSi|$
$P = Pwi/q \times K\gamma$ $(= T1 \times n1 \times 2\pi)$

Berechnungsbeispiel für Paarung Si-Pi ($zSi = 21 = z2$, $zPi = 13 = z1$, $Kgamma = 1$, $q = 3$):
$n1 = 1\,050$/min
$T1 = |TSi/q \times K\gamma * zPi/zSi| = 100$ Nm$/3 \times 13/21 = 20{,}6$ Nm
$P = Pwi/q \times K\gamma = 6{,}8/3 \times 1 = 2{,}27$ kW

Gang	IN	CONTROL	OUT	IDLE	Ausgangsdrehzahl n out = nH
1	Si = 657	C = 0	H	Se	nSi/i0i = 240
2	Si = 657	Se = 0	H	C	nSi × (1 − i0e)/(i0i − i0e) = 427
3	Se = 657	C = 657	H	Si	657
4	Si = 657	C = 1 000	H	Se	(nSi + nC × (i0i − 1))/i0i = 874
5	Se = 657	C = 1 000	H	C	(nSe + nC × (i0e − 1))/i0e = 1153
6	C = 1 000	Se = 0	H	Si	nC × (i0e − 1)/i0e = 1 446
R	Se = 657	C = 0	H	Si	nSe/i0e = − 293

Drehzahltabelle für Lepelletiergetriebe aus Ravigneuxstufe mit vorgeschalteter Planetenstufe



07 **Bitte BU nachtragen**

Kontrollrechnung: P = T1 × n1 × 2π = 20,6 × 1 050/60 × 2π = 2,27 kW

2. Zahnradpaar Pi-Pe:
Paarung Pi-Pe mit zPi < = zPe (1 = Pi, 2 = Pe):
n1 = | nPiC |
T1 = | TSi/q × Kγ × zPi/zSi |
P = Pwi/q × Kγ (= T1 × n1 × 2π)

Paarung Pi-Pe mit zPi > zPe (1 = Pe, 2 = Pi):
n1 = | nPeC |
T1 = | THi/q × Kγ × zPe/zH |
P = Pwi/q × Kγ (= T1 × n1 × 2π)

Berechnungsbeispiel für Paarung
Pi-Pe (zPi = 13 = z2, zPe = 10 = z1, Kγ = 1, q = 3):
n1 = | nPeC | = 1 365/min
T1 = | THi/q × Kγ × zPe/zH | = 285,7 Nm/3 × 10/60 = 15,9 Nm
P = Pwi/q × Kγ = 6,8/3 × 1 = 2,27 kW
Kontrollrechnung: P = T1 × n1 × 2π = 15,9 × 1 365/60 × 2π = 2,27 kW

3. Zahnradpaar Pe-H:
Paarung Pe-H (1 = Pe, 2 = H):
n1 = | nPeC |
T1 = | TH/q × Kγ × zPe/zH |
P = (Pwi + Pwe)/q × Kγ (= T1 × n1 × 2π)
Die Wälzleistungen Pwi und Pwe werden hier mit Vorzeichen verwendet, der Betrag der Wälzleistung der Paarung Pe-H ist kleiner als die Wälzleistung von Plus-Planetensatz oder Minus-Planetensatz.

Berechnungsbeispiel für Paarung Pe-H
(zPe = 10 = z1, zH = - 60 = z2, Kγ = 1, q = 3):
n1 = | nPeC | = 1 365/min
T1 = | TH/q × Kγ × zPe/zH | = 173 Nm/3 × 10/60 = 9,6 Nm
P = (Pwi + Pwe)/q × Kγ = (6,8 – 2,7)/3 × 1 = 1,37 kW
Kontrollrechnung: P = T1 × n1 × 2π = 9,6 × 1 365/60 × 2π = 1,37 kW

4. Zahnradpaar Se-Pe:
Paarung Se-Pe mit zSe < = zPe (1 = Se, 2 = Pe):
n1 = | nPeC × zPe/zSe |
T1 = | TSe/q × Kγ |
P = Pwe/q × Kγ

Paarung Se-Pe mit zSe > zPe (1 = Pe, 2 = Se):
n1 = | nPeC |
T1 = | TSe/q × Kγ × zPe/zSe |
P = Pwe/q × Kγ

Berechnungsbeispiel für Paarung Se-Pe (zSe = 39 = z2,
zPe = 10 = z1, Kγ = 1, q = 3):
n1 = | nPeC | = 1 365/min
T1 = | TSe/q × Kγ × zPe/zSe |
Zuerst TSe berechnen:
Tci = – Tsi – Thi = – 100 + 285,7 = 185,7 Nm
Tce = – Tci = – 185,7 Nm
TSe = – THe – TCe = – 112,7 + 185,7 = 73 Nm
T1 = | TSe/q × Kγ × zPe/zSe| = 73/3 × 10/ 39 = 6,2 Nm
P = Pwe/q × Kγ = 2,7/3 = 0,9 kW
Kontrollrechnung: P = T1 × n1 × 2π = 6,2 × 1 365/60 × 2π = 0,9 kW

Für die insgesamt vier Zahnradpaarungen (Si-Pi, Pi-Pe, Pe-H, Se-Pe) werden jeweils die Sicherheiten gegen Zahnfußdauerbruch und Pitting nach ISO 6336 oder DIN 3990 berechnet. Im dritten (Direkt-)Gang ist die Wälzleistung 0, die Drehzahl der Zahnräder relativ zum Steg ist 0. Die Zahnräder sind nur auf Drehmoment belastet, die Beanspruchung ist statisch. Im Rückwärtsgang und im ersten Gang darf bei Pkw-Getrieben die berechnete Sicherheit bei Nennlast kleiner als 1 sein (nicht dauerfest), hier wird mit Lastkollektiv und Anwendungsfaktoren im Zeitfestigkeitsbereich gerechnet.

Lepelletier-Getriebe aus Ravigneaux-Planetensatz und Minus-Planetensatz

Beim Lepelletier-Getriebe wird dem Ravigneaux-Satz noch ein gewöhnlicher (Minus-)Planetensatz vorgeschaltet. Zusätzliche Gangkombinationen erhält man, wenn man am Ravigneaux-Satz nicht nur eine Welle antreibt und die Kontrollwelle blockiert, sondern Antriebs- und Kontrollwelle mit verschiedenen Drehzahlen aus dem vorgeschalteten Planetensatz antreibt.

Beispiel eines 6-Gang-Automatikgetriebes in Lepelletier-Anordnung (ZF 6HP26):
- Planetensatz mit i0 = zH/zS = – 1,917
- Ravigneaux-Satz mit i0i = zH/zSi = 2,74 und i0e = zH/zSe = – 2,24

Im vorgeschalteten Planetensatz wird das Hohlrad angetrieben und das Sonnenrad blockiert. Die Ausgangsdrehzahl am Steg ist dann

nC = (nS – i0 × nH)/(1 – i0) = nH × i0/(i0 – 1) = 0,657 × nH

Eingangsdrehzahl sei 1 000. Für den nachfolgenden Ravigneaux-Satz stehen dann zwei Eingangsdrehzahlen zur Verfügung:
- n = 1 000
- n = 657

Daraus werden sechs Vorwärtsgänge und ein Rückwärtsgang im Ravigneaux-Satz geschaltet (siehe dazu **Tabelle oben**).

www.hexagon.de