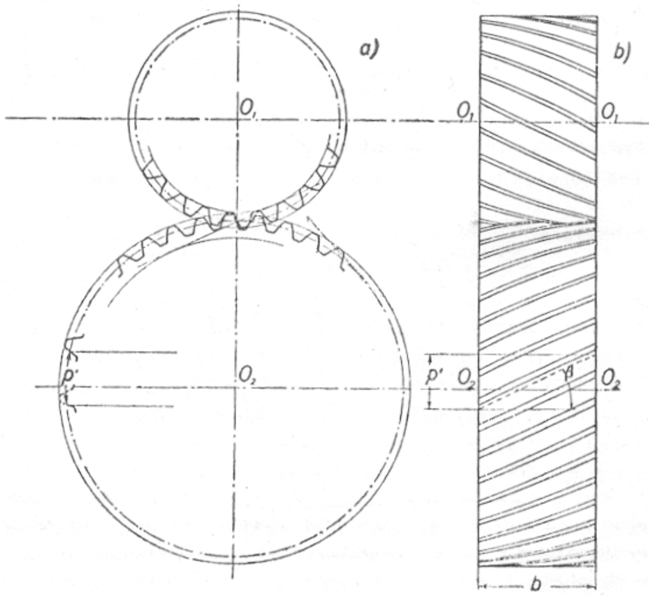
RUOTE DENTATE ELICOIDALI AD ASSI PARALLELI



Non interessa qui trattare del taglio delle ruote dentate elicoidali, basti ricordare che le superfici dei denti sono delle superfici coniugate a evolvente come negli ingranaggi a denti diritti.

Lo studio cinematico, in via approssimata, viene eseguito sulla sezione normale dell'asse del dente e da questo risulta confrontando i risultati con quelli di una ruota a profilo normale

$$z_{\min el} = z_{\min} \cos^3 \beta$$

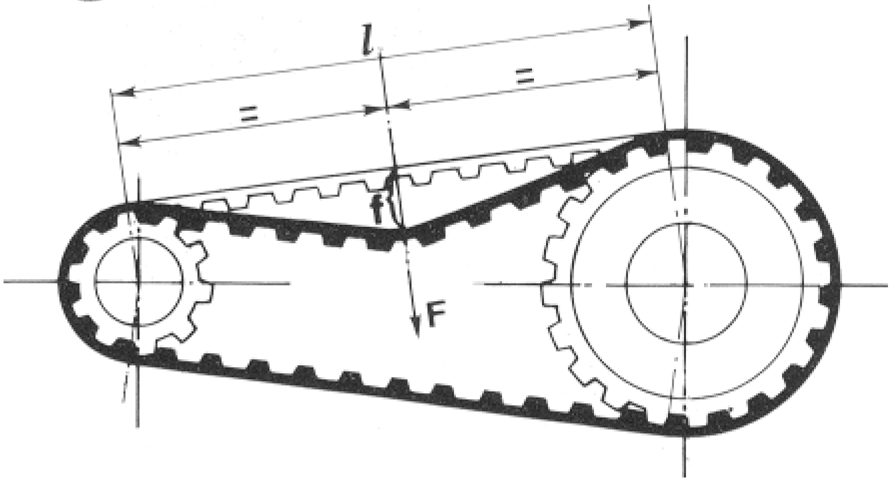
ovvero con un angolo di pressione θ di 20° mentre per un ingranaggio a denti diritti il numero minimo di denti per evitare il sottotaglio è pari a 18, in un ingranaggio elicoidale con β pari a 30° tale valore scende a 12 e con β pari a 45° risulterebbe pari a 7.

Inoltre a parità di raggio primitivo e di numero di denti, col proporzionamento fatto sulla sezione normale del dente e perciò in base a un modulo ridotto di cosβ, il dente risulta più basso che in quelli a dentatura diritta con conseguente minore strisciamento.

Con dentatura diritta potrebbe venire meno la continuità del moto, mentre nella dentatura elicoidale la trsmissione del moto è più facilmente assicurata con conseguente maggior silenziosità.

Per contro le ruote elicoidali, oltre a un maggiore costo, presentano l'inconveniente di dare una spinta mutua tra i denti in presa obliqua rispetto agli assi delle ruote, spinta che deve essere contrastata con un cuscinetto reggispinta o a rulli assiale.

A parità di momento trasmesso, aumentano quindi le forze che si scambiano i denti e quindi le componenti d'attrito. Ne deriva quindi un peggiore rendimento, solo in parte compensato dalla minor velocità di strisciamento, rispetto alle ruote a dentatura cilindrica, che presentano inoltre il vantaggio di avere un maggiore spessore e quindi di offrire una maggiore resistenza a flessione.



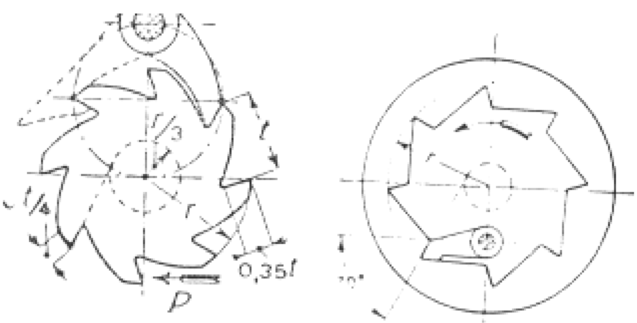
Per la trasmissione di potenza tra assi paralleli si può anche ricorrere a cinghie dentate positive che permettono interassi anche notevoli tra i due alberi.

I vantaggi di questa soluzione possono essere così riassunti:

- minimo precarico (come negli ingranaggi) e minima sollecitazione dei supporti;
- costanza del rapporto di trasmissione (come negli ingranaggi);
- rendimento elevato (come negli ingranaggi);
- silenziosità (come nelle cinghie);
- esclusione di lubrificazione e ridotta manutenzione (come nelle cinghie);

Quanto a un confronto tra i rendimenti, si può assumere un valore di 0,98 per trasmissioni a cinghia piana o trapeziodale, di 0,97 per ruote di frizione lisce, di 0,88-0,9 per ruote di frizione scanalate e per una coppia d'ingranaggi

$$\eta \simeq 1 - 0,5\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$$

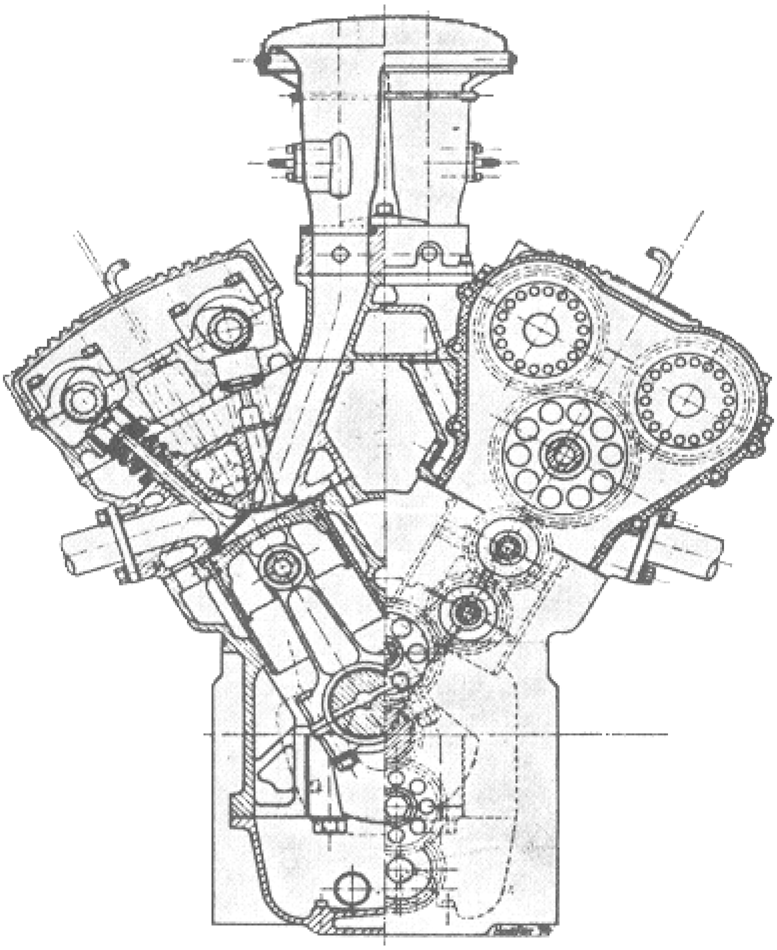


N.B. Negli arpionismi, in moto retrogrado, tale rendimento scende a valori prossimi a 0.

Trasmissioni di potenza tra assi paralleli e non

Tralasciando le ruote coniche e la vite perpetua, oggetto di corsi specialistici, parliamo qui dei rotismi, formati dall'unione in serie di parecchi ingranaggi.

Si devono distinguere:

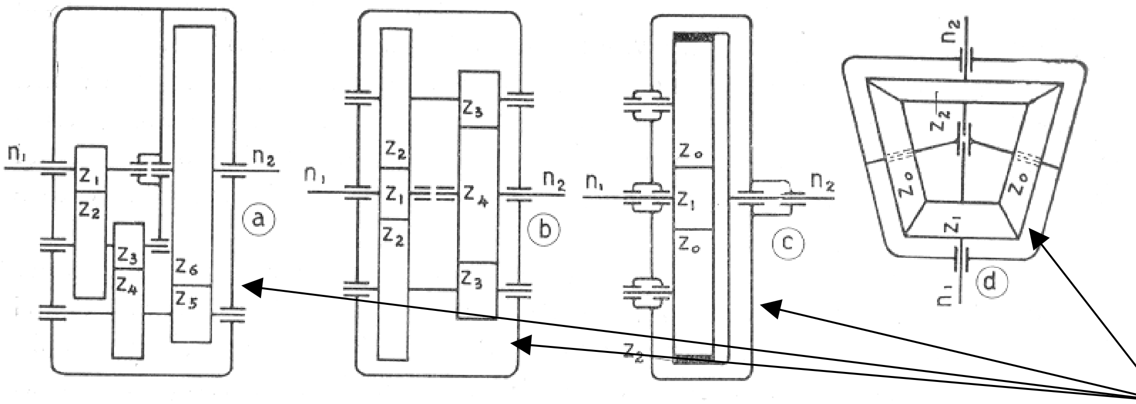


- i rotismi ordinari, i cui assi sono fissi, accoppiati cioè rotoidalmente al telaio (es. cascata d'ingranaggi nel comando della distribuzione in un motore a c.i.) e nei quali, come sappiamo, il rapporto di trasmissione totale vale ovviamente

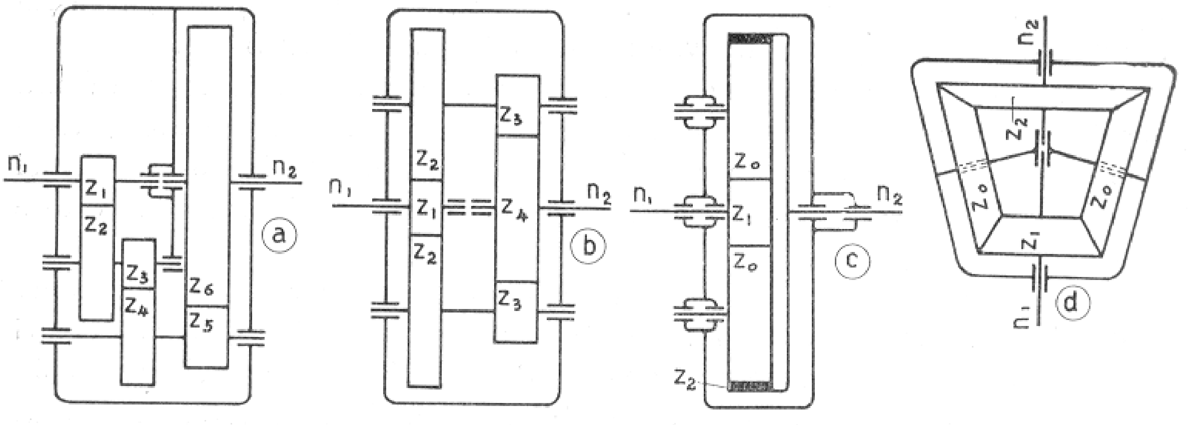
$$\tau_{tot} = \prod_{i=1}^{n} \tau_i$$

se n sono le coppie che formano la cascata.
Nel caso particolare in figura

$$\tau_{tot} = \frac{z_1}{z_n}$$



- i rotismi epicicloidali nei quali i perni delle ruote sono accoppiati a un membro rigido, detto portatreno, che può a sua volta ruotare attorno a un asse. Le ruote i cui assi sono mobili per effetto della rotazione del portatreno sono detti satelliti. Nelle figure con n_1 e n_2 sono indicate le velocità angolari dell'albero d'ingresso (collegato al motore) e di quello d'uscita, collegato all'utilizzatore.



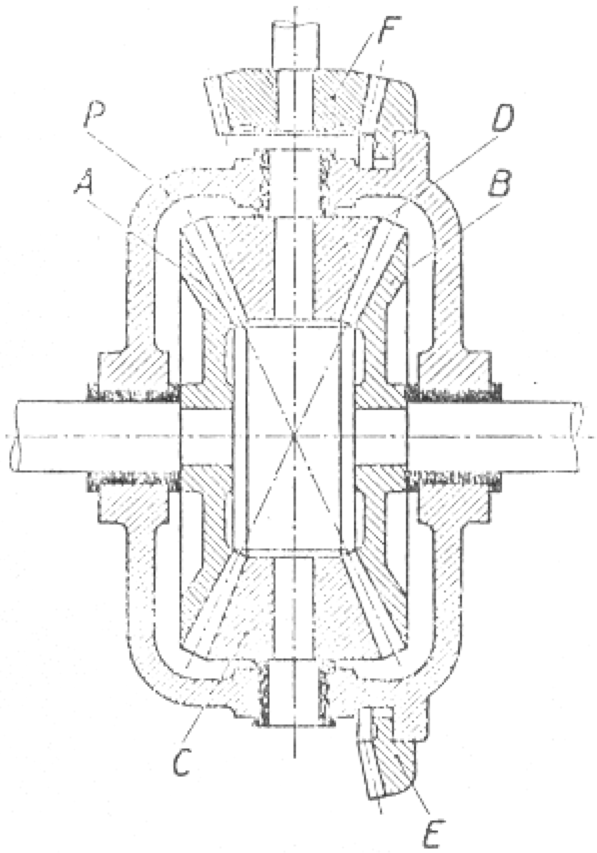
Diciamo Ω la velocità angolare del portatreno, ω_1 quella dell'albero d'ingresso e ω_2 quella dell'albero d'uscita in quanto non è possibile in un rotismo epicicloidale definire quale sia la ruota conduttrice e quella condotta, in quanto entrambe potrebbero essere conduttrici e condotto il portatreno o viceversa ovvero tutte le possibili combinazioni.

Potremo solo considerare le velocità angolari relative al portatreno ω_1-Ω dell'albero d'ingresso e ω_2-Ω di quello d'uscita. Il rapporto di trasmissione rimarrà quello relativo al rotismo ordinario che indichiamo con τ; risulta perciò

$$\tau = \frac{\omega_2 - \Omega}{\omega_1 - \Omega}$$

detta anche formula di Willis, dove le velocità angolari e il rapporto di trasmissione devono essere introdotti con i segni che loro competono.

Applicazioni



1- Differenziale di un veicolo

Glossario

- F pignone solidale con l'albero di trasmissione di velocità angolare ω_{tr};
- E corona ingranantesi con il pignone e solidale con il portatreno;
- C e D satelliti con un numero di denti pari a $z_C = z_D$
- A e B (con $z_A = z_B$ denti) planetari collegati tramite i semialberi alle ruote motrici di velocità angolare, rispettivamente, ω_1 e ω_2

La velocità angolare del portatreno risulta

$$\Omega = \tau_{pont}\ \omega_{tr}$$

Dalla formula di Willis risulta

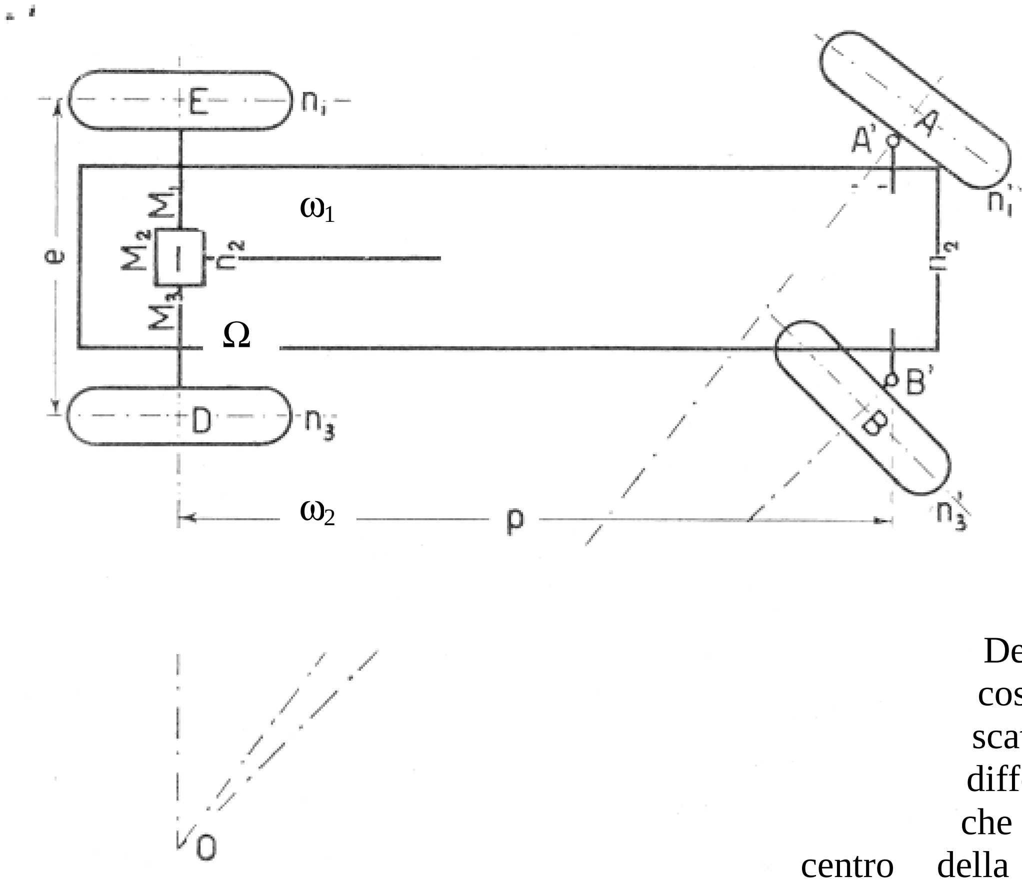
$$\tau = \frac{\omega_2 - \Omega}{\omega_1 - \Omega} = -\frac{z_1}{z_3} \bullet \frac{z_3}{z_1} = -1$$

Si noti che in questo caso il portatreno è conduttore, mentre gli altri due alberi sono condotti.

Risulta

$$\omega_2 - \Omega = -\omega_1 + \Omega \Rightarrow \Omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

ovvero la velocità angolare del portatreno è sempre la media aritmetica delle velocità angolari dei semialberi.



Moto in curva a regime

Detta v_{diff} la velocità costante della scatola del differenziale avremo che la velocità v_D del centro della ruota motrice interna alla curva si avrà

$$v_D = \frac{\overline{DO}}{DO + e/2} v_{diff} = \omega_2 r_{ruota}$$

mentre v_S

$$v_S = \frac{\overline{DO} + e}{DO + e/2} v_{diff} = \omega_1 r_{ruota}$$

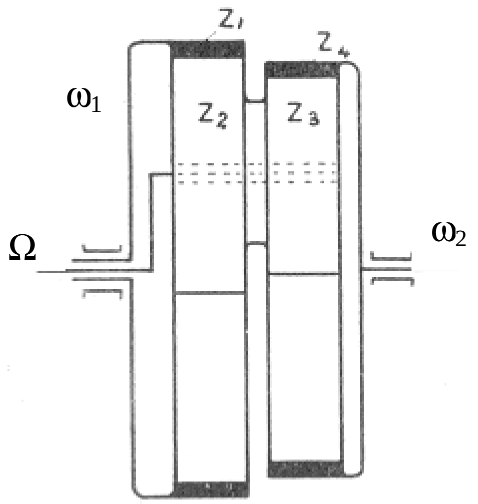
Supponiamo che una vettura ferma abbia una sola ruota motrice, a esempio la destra, appoggiata su un terreno con basso coefficiente di aderenza.

Applicandovi potenza, questa inizierebbe a slittare con un'accelerazione angolare

$$\dot{\omega}_D = \frac{M_D - fN_D r_{ruota}}{J_D}$$

che porterebbe rapidamente, per il piccolo valore di J_D, la ruota che slitta alla velocità di regime di 2Ω, mantenendo fermo il veicolo se la forza d'attrito fN_D non è sufficiente a farlo muovere.

Rotismo epicicloidale di Fairbairn



Spesso è necessario avere dei forti rapporti di riduzione con piccoli ingombri, come è il caso di elicotteri a turbina dove si deve accoppiare un motore il cui regime di funzionamento è dell'ordine delle decine di migliaia di giri con un rotore di grandi dimensioni le cui pale devono avere una velocità periferica ben lontana da quella del suono.

Il rotismo è composto da due corone dentate interne di z_1 e z_4 denti e da un satellite costituito da due ruote accoppiate di z_2 e z_3 denti. A portatreno fermo

$$\tau = \frac{z_1}{z_2} \bullet \frac{z_3}{z_4}$$

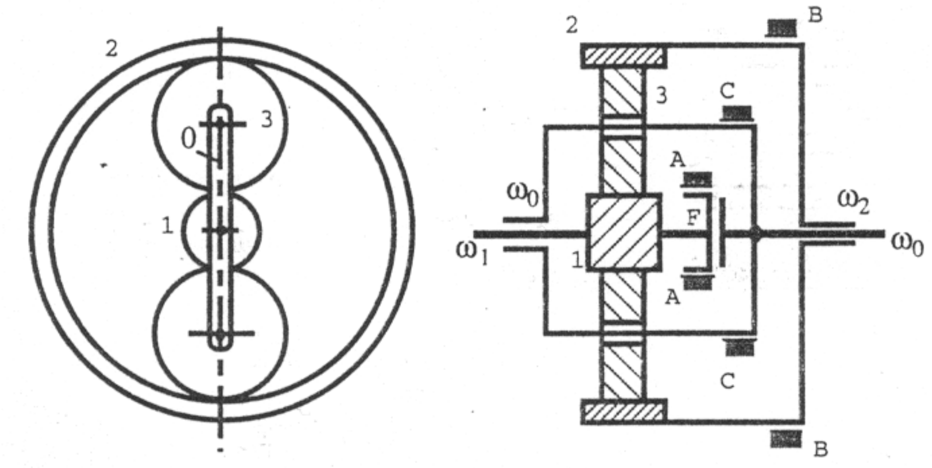
che è possibile rendere il più prossimo a *1* facendo in modo che z_1 e z_4 differiscano il meno possibile, e la stessa differenza vi sia tra z_2 e z_3. Inoltre non volendo fare corone interne grandi (z_1 e z_4 grandi) è opportuno che z_2 e z_3 siano i più grandi possibili.

A esempio con $z_1=36$, $z_2=28$, $z_3=27$ e $z_4=35$ si ottiene $\tau = \frac{243}{245}$ e applicando la formula di Willis ponendo $\omega_1=0$ si ottiene

$$\frac{243}{245} = \frac{\omega_2 - \Omega}{-\Omega} \Rightarrow \omega_2 = \left(1 - \frac{243}{245}\right)\Omega = \frac{2}{245}\Omega$$

dove ancora una volta il conduttore (collegato alla turbina) è il portatreno e il condotto (collegato al rotore) è il planetario z_4

Cambio epicicloidale (con freni e frizioni)



Componenti (velocità angolari)

0	portatreno (ω_0)	F	frizione
1	sole (ω_1)	A	freno del sole
2	planetario (ω_2)	B	freno del planetario
3	satellite (ω_3)	C	freno del portatreno

Attenzione, in questo esempio la velocità angolare del portatreno è indicata come ω_0

A portatreno fermo avremo

$$\tau = -\frac{z_1}{z_3} \bullet \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_1}{z_2}$$

- Collegando, a portatreno fermo (freno C inserito), il motore all'albero 1 si ha che l'albero 2, collegato all'utilizzatore ruota, a una velocità angolare
$$-\frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \Rightarrow \omega_2 = -\frac{z_1}{z_2}\omega_1 \text{ (retromarcia)}$$
- Se blocchiamo il planetario (freno B inserito), e colleghiamo all'utilizzatore l'albero del portatreno
$$-\frac{z_1}{z_2} = -\frac{\omega_0}{\omega_1 - \omega_0} \Rightarrow \omega_0 = \frac{z_1}{z_1 + z_2}\omega_1 \text{ (I velocità)}$$
- Frizione F inserita e utilizzatore collegato al portatreno $\Rightarrow \omega_0 = \omega_1$ (presa diretta)
- Freno A bloccato, motore collegato al portatreno e utilizzatore al planetario
$$-\frac{z_1}{z_2} = -\frac{\omega_2 - \omega_0}{\omega_0} \Rightarrow \omega_2 = \frac{z_1 + z_2}{z_1}\omega_0 \text{ (marcia moltiplicata)}$$