

*Prof. Angelo Serafino Caruso, Docente di Meccanica, Macchine ed Energia
Istituto Tecnico Industriale "E. Majorana" – Rossano (CS)*

Le mie lezioni: Meccanica Applicata alle Macchine (2/4[^])

*Cinematica Applicata alle Macchine
Dinamica Applicata alle Macchine
Teorema dell' Energia Cinetica*

*Le Trasmissioni Meccaniche
Le Ruote di Frizione
Trasmissioni con Cinghie e Pulegge
Trasmissioni a Catena
Le Ruote Dentate Cilindriche
Rotismi Ordinari e Planetari
Il Differenziale*



Cinematica Applicata alle Macchine

Un sistema costituito da due membri collegati fra loro e in moto relativo si definisce *Coppia Cinematica* e, l'insieme di più coppie cinematiche, è detto *meccanismo*. Esso è intermedio tra la *Potenza* e la *Resistenza*.

Carderini, V. Ariosi, Vol. 2

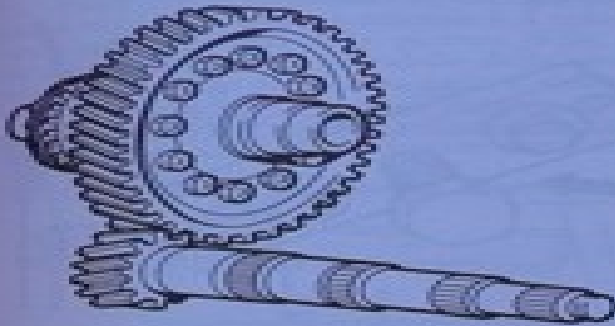


Fig. 8.1 Esempio di coppia cinematica con entrambi gli elementi mobili.

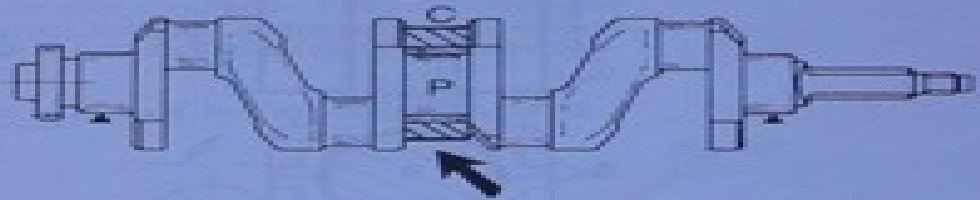


Fig. 8.2 Esempio di coppia cinematica con un elemento mobile (il perno P) e un elemento fisso (il cuscinetto C).

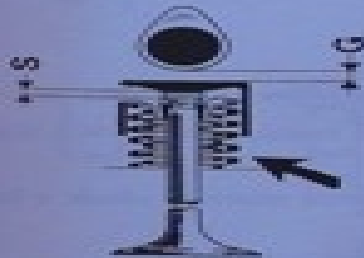


Fig. 8.3 Esempio di meccanismo con un elemento elastico (la molla).

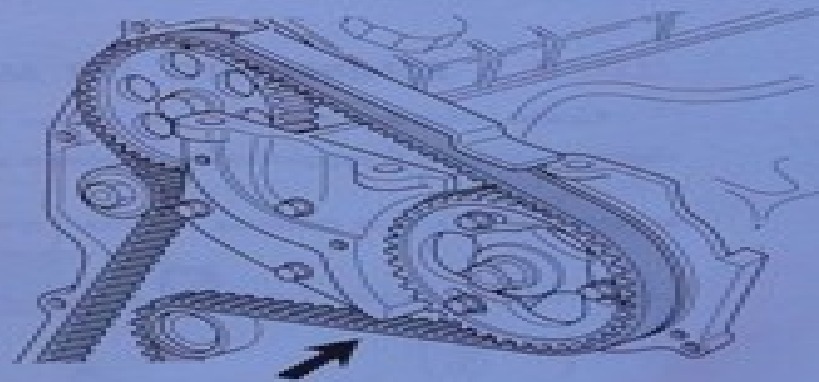
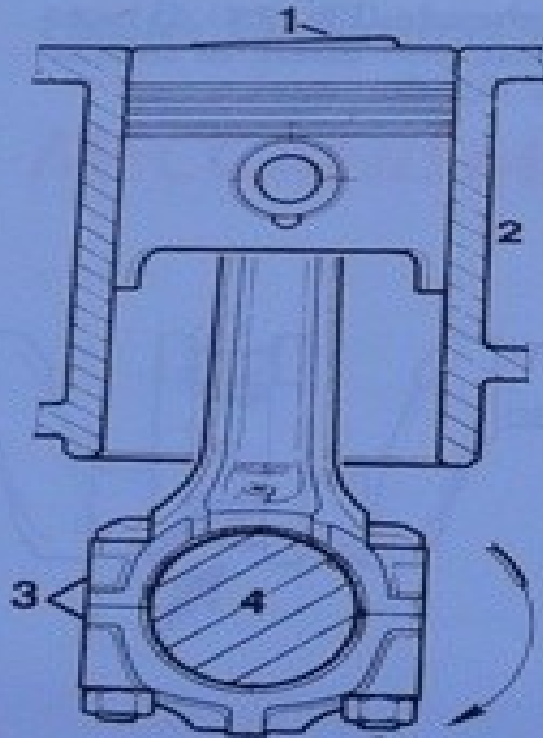


Fig. 8.4 Esempio di coppie cinematiche con un elemento pieghevole (la cinghia).

A secondo del moto relativo tra i due organi, le coppie cinematiche si differenziano in Prismatiche e Rotoidali (fig. 8.5) oppure in Elicoidali (fig. 8.6).

Carderini, V. Ariosi, Vol. 2



*Fig. 8.5 Il pistone (1) e il cilindro (2) sono un esempio di coppia prismatica.
Il cuscinetto di biella (3) e il perno di manovella (4) sono una coppia rotoidale.*

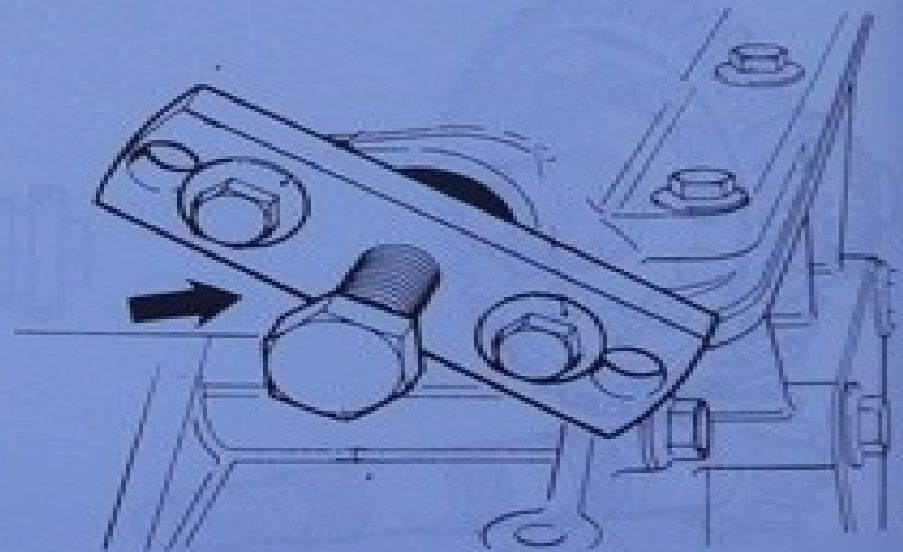


Fig. 8.6 La vite e la madre vite formano una coppia elicoidale.

Dinamica Applicata alle Macchine

Le forze applicate agli organi di una macchina sono esterne ed interne.

Le forze interne sono quelle agenti sulle coppie che vicendevolmente si scambiano nel meccanismo stesso facendosi equilibrio dal membro movente al cedente.

In queste forze c'è anche la Forza d'Inerzia che può essere motrice e resistente e rappresenta la Reazione delle Masse a ciascun membro.

Il sistema - visto che le forze interne sono in equilibrio, compensandosi - si riduce alle sole Forze Esterne e d'Inerzia che si scaricano sul telaio della macchina.

Allora, con riferimento alla Forza d'Inerzia e al Principio di D'Alembert

$\sum F_i - ma = 0$ e $M - J \varepsilon = 0$, (Dinamica n.5 e 13, Cinematica n.12 e 13) il corpo, soggetto a un sistema di forze, si trova, istante per istante, in condizioni di Equilibrio Dinamico.

Teorema dell'Energia Cinetica

Le forze agenti sviluppano, nelle macchine:

$$L_m - L_u - L_p = E_{cf} - E_{ci} \quad (\text{Dinamica n.18 e 19})$$

(Lavoro Motore - L Utile - L Perduto = Energia Cinetica finale - E_c iniziale).

$E_c = 1/2 m V^2$ per un organo di massa m in moto traslatorio alla velocità V

siccome $V = \omega r$ (Cinematica n.9) e $J = m r^2$ (Dinamica n.13) segue che

$E_c = 1/2 J \omega^2$ per un organo con momento d'inerzia di massa J rispetto all'asse di rotazione, attorno a cui ruota con velocità ω

Questi valori dell'Energia Cinetica essendo nulli - sia per una macchina a regime assoluto che periodico, in quanto, l'energia cinetica riprende alla fine lo stesso valore che aveva all'inizio per cui la variazione totale è nulla - si ha:

$$L_m - L_u - L_p = 0 \gg L_m = L_u + L_p$$

Da questo risultato risulta che il lavoro utile è più piccolo del lavoro motore perché il lavoro perduto per vincere gli attriti non può mai annullarsi.

Il Rendimento Meccanico della Macchina

$$\eta = L_u / L_m = L_u / (L_u + L_p) \leq 1$$

In condizioni ideali una macchina funziona senza attriti, per cui

$$\eta = L_{mo} / L_m$$

con L_{mo} , Lavoro Motore Teorico, equivalente al lavoro L_u , essendo $L_p=0$

Con ciò il Rendimento è il rapporto tra il lavoro ideale e reale del motore.

Lo stesso si può asserire con la Potenza

$$\eta = P_{mo} / P_m$$

e, in fine, si definisce Perdita di Rendimento:

$$1 - \eta = (L_m - L_u) / L_m = L_p / L_m$$

Il Rendimento Totale dell'intera macchina è dato:

$$\eta_t = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$$

dal prodotto dei rendimenti di ciascuna coppia cinematica, dei singole meccanismi o, addirittura, delle singole macchine che, in questo caso, sono disposte in serie.

La disposizione in parallelo, invece, è quando "n" macchine operatrici ricevano potenza da uno stesso motore attraverso "n" meccanismi differenti (rami di trasmissione).

$$\eta_t = L_{m1} \eta_1 + L_{m2} \eta_2 + \dots + L_{mn} \eta_n / L_m$$

L_{mn} è la parte del lavoro motore che attraversa il ramo n-esimo

L_m è il lavoro sviluppato dal motore

η_n è il rendimento dei singoli meccanismi della trasmissione

Le Trasmissioni Meccaniche

Sono i meccanismi che trasmettono la potenza tra due organi di macchine, anche senza trasformazione del moto.

Quelle, senza trasformazioni del moto, sono le coppie di ruote che fanno da motrice (movente) e condotta (cedente).

Ad esse appartengono: Le Ruote di Frizione, Le Ruote Dentate e le Pulegge con organi flessibili (cinghie, funi e catene) (Esposizione n. 2),

Ad altra categoria fa parte il meccanismo Biella-Manovella che trasmette la potenza trasformando il moto rettilineo alternato in circolare e viceversa (coppia prismatica) (Esposizione n. 3).

La potenza sviluppata da una coppia di momento "M" è data da $P = L/t$ (Dinamica n. 11) con $L = M\vartheta$ (ϑ angolo di rotazione) segue che $P = M\vartheta/t$ e, se il corpo in moto uniforme,

ruota con velocità angolare ω , si ha $P = M\omega$ [Nm Rad/s = Watt]

e ricordando che $\omega = 2\pi n/60$ [g/min] (frequenza di rotazione n del corpo)

$$P = M \frac{2\pi n}{60} = M n / 9,549 = M n / 9549 \text{ [KW]}$$

Essa è la potenza affettiva di una macchina motrice all'albero motore o quella assorbita da una macchina operatrice.

Le Ruote di Frizione

Trasmettono il moto tra due alberi paralleli (Ruote Cilindriche)
o concorrenti (Ruote Coniche).

Sono semplici da costruire ma non sopportano alte velocità e né potenze elevate a causa degli slittamenti tra le superfici a contatto che può essere migliorato aumentando il coefficiente di attrito, ad esempio interponendo gomme o similari. Ovviamente, le ruote devono stare premute l'una contro l'altra sulle superfici primitive (circonferenza dei cilindri) da una forza d'accoppiamento "N" affinché l'attrito generi la forza di trascinamento tra la ruota motrice e quella condotta.

Se la resistenza d'attrito è sufficiente, le ruote rotolano senza strisciare con una velocità periferica $V_1 = V_2$ (uguali) ossia

$$\pi d_1 n_1/60 = \pi d_2 n_2/60 \Rightarrow d_1 n_1 = d_2 n_2 \Rightarrow n_1/n_2 = d_2/d_1$$

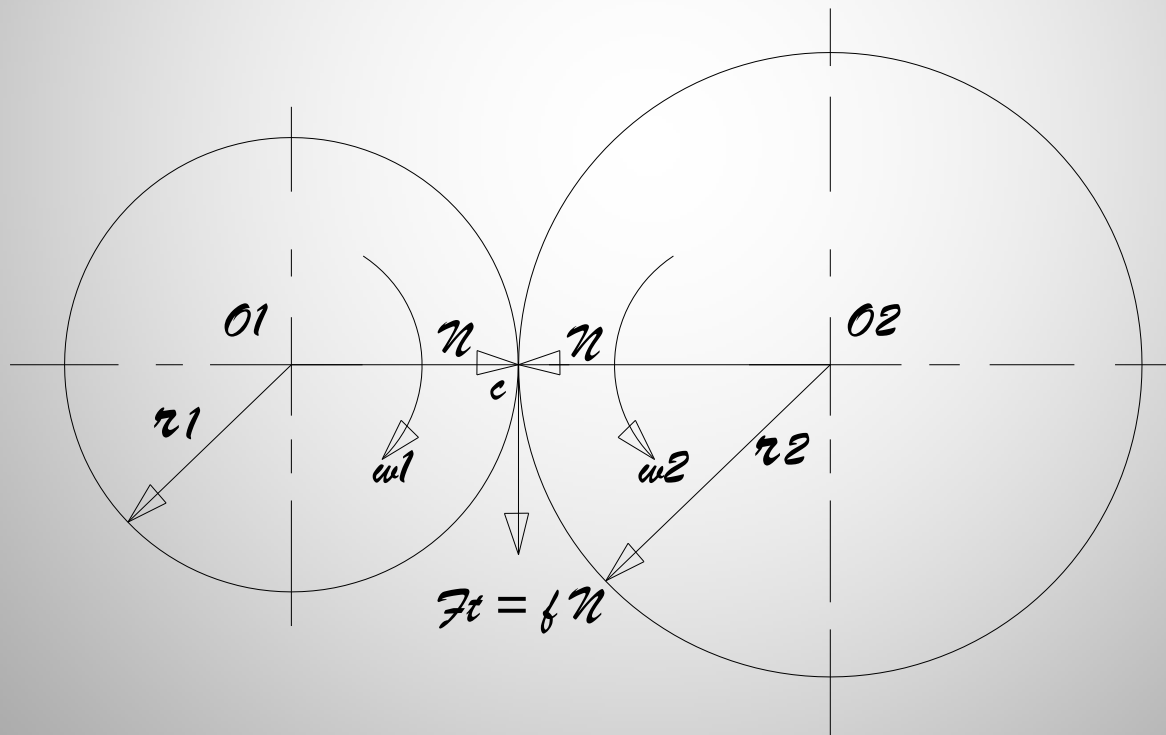
il numero dei giri è inversamente proporzionale ai rispettivi diametri.

Il Rapporto di Trasmissione, dalle formule appena ricavate:

$$i = d_2/d_1 = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1$$

per $r_2 < r_1$ segue $i < 1$ (Trasmissione Moltiplicatrice)

per $r_2 > r_1$ segue $i > 1$ (Trasmissione Riduttrice)



In presenza della figura, se "Ft" è la Forza Periferica Utile
e "f" il coefficiente d'attrito,

L'intensità della forza d'accoppiamento sarà $N \geq Ft/f$
e la forza periferica, $Ft \leq f N$

Si deduce, quindi, che per trasmettere una forza periferica
elevata occorrono materiali ad alto coefficiente d'attrito.

Trasmissioni con Cinghie e Pulegge

Quando non è possibile usare le ruote di frizione o dentate si ricorre agli organi flessibili (cinghi o catene) che si avvolgono su pulegge o ruote con dentatura speciale calettate agli alberi.

Anche qui l'accoppiamento può essere di forza o di forma.

Sono di forza, quando l'aderenza tra la puleggia e la cinghia è affidato all'attrito.

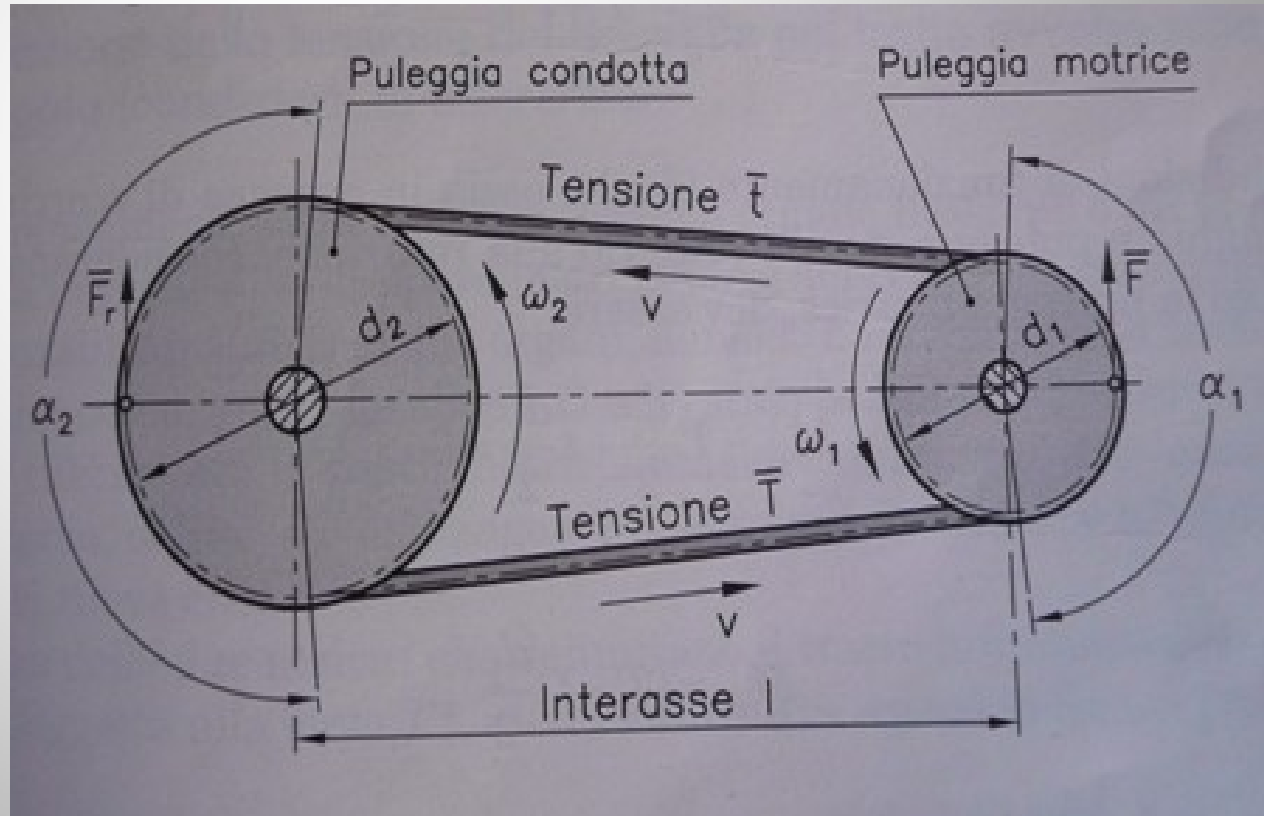
Sono di forma, quando, le cinghie dentate e/o le catene vengono trascinate da pulegge i cui profili combaciano e non consentono scorrimenti relativi.

Le cinghie possono essere, piatte, trapeziodali, scanalate e dentate o sincrone, il materiale usato può essere il cuoio, il tessuto gommato, e per piccole potenze, la plastica, la gomma e i materiali sintetici.

Con riferimento alla figura, il Rapporto di Trasmissione Teorico tra le due pulegge, considerando che le velocità (periferiche) sul ramo conduttore, della puleggia motrice, e sul ramo condotto, della puleggia condotta, sono le stesse, sarà: $V = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$ con ω , velocità angolare,

$$i = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1 = n_1 / n_2 = d_2 + s / d_1 + s \quad (s, \text{ spessore cinghia})$$

con n , frequenza di rotazione e " α ", angolo di avvolgimento o di contatto o anche di aderenza.



In condizioni statiche, trasmissione ferma, la tensione motrice "T" sul ramo motore e la tensione sul ramo condotto "t" sono uguali,

e la Tensione Statica di montaggio: $T = T + t / 2$,

in assenza di scorrimento fra cinghia e puleggia, per l'equilibrio alla rotazione e in condizioni ideali, per la puleggia motrice si ha:

$$M_m - T d_1 / 2 + t d_1 / 2 = 0 \quad > \quad M_m = (T - t) d_1 / 2$$

M_m è il momento applicato all'albero della Puleggia Motrice

$F = T - t$ è la Forza periferica Motrice,

differenza delle tensioni nei due rami della cinghia

Sempre nell'ipotesi ideale, si consideri l'equilibrio alla rotazione della puleggia condotta e indicando con M_r , il Momento Resistente,

e F_r , la Forza Periferica Resistente, si ricava la stessa

relazione di prima $F_r = T - t$, quindi, in valore assoluto,

$$F = F_r$$

La potenza trasmessa dal motore alla puleggia motrice

$$P = M_m \omega_1$$

e la $M_m = (T - t)d/2$ di prima, diventa:

$$P = (T - t)d/2 \cdot \omega_1 \text{ ovvero } P = F \cdot v \text{ con } v, \text{ velocità periferica}$$

della puleggia = alla velocità della cinghia

Quest'ultima formula è anche la Potenza assorbita dalla puleggia condotta, ovviamente, con rendimento unitario,

trascurando gli scorrimenti e la rigidità della cinghia.

Si precisa che, effettivamente, la tensione nel tratto avvolto sulla puleggia

può variare, dunque, la tensione è maggiore nel ramo motrice

che nel ramo condotto, quindi, la cinghia essendo soggetta ad un leggero

aumento di lunghezza, la velocità periferica della puleggia

condotta sarà leggermente inferiore (da 0,5 a 2%)

alla velocità periferica della puleggia motrice.

Le Condizione Limite di Aderenza

sono inferiori nella puleggia motrice, che essendo più piccola ha l'angolo di avvolgimento " α_1 " è inferiore a quello della puleggia condotta.

Tralasciando le ulteriori considerazioni, in definitiva,

tra $T = \dot{t}$ avremo la seguente relazione che è il limite oltre il quale si ha lo scorrimento della cinghia:

$$f \alpha_1$$

$$f \alpha_1$$

$$T = \dot{t} e, \text{ da cui segue, } T/\dot{t} = e$$

con $e=2.7181$ (base logaritmo neperiano); f =coeff. d'attrito tra cinghia e puleggia; " α_1 " aumenta se si dispone il sistema in modo che il ramo condotto sia al di sopra.

Ad esempio per una trasmissione con due pulegge di ugual diametro

($\alpha=\pi$), per $f=0.28$, $> T/\dot{t} = 2.41$, e per $\alpha_1=\pi/2$ $T/\dot{t} = 1.55$.

Il rapporto diminuisce al diminuire di α_1

Forze elevate, quindi, quando α_1 è piccolo, per evitare lo scorrimento, ma forze periferiche "F" elevate inducono sollecitazioni elevate anche nella cinghia oltre che sugli alberi sui quali sono calettate le pulegge. Questo è da evitare per non sottoporre il meccanismo nel suo complesso a sollecitazioni eccessive che possano influire sulle dimensioni degli alberi. Infine, non bisogna dimenticare che la forza centrifuga sui tratti di avvolgimento tende a ridurre l'aderenza tra cinghia e puleggia.

Trasmissioni a Catena

La trasmissione a catena realizza accoppiamenti di forma:

La trasmissione è affidata alla forza normale tra i profili coniugati degli organi a contatto, ruota dentata e catene.

Non c'è forza tangenziale d'attrito, non c'è scorrimento, il tratto conduttore è quello superiore e, il rapporto di trasmissione, è costante.

Presentano minori carichi sugli alberi e sui supporti perché non è necessaria una tensione preventiva per assicurare l'aderenza.

L'angolo " α_1 " di avvolgimento (consigliato 120°) è minore e, quindi, la ruota è meno ingombrante.

Trasmettono potenza fra alberi fino a 8 metri d'interasse.

Il rendimento è elevato.

Di contro, però sono rumorose, hanno bisogno di più manutenzione, costo della catena maggiore rispetto alla cinghia, minore velocità massima ammissibile, necessità di lubrificazione.

Una catena è costituita da maglie di passo uguale costituite da rulli collegati fra loro da piastrine articolate su perni.

Lo sforzo traente sul ramo conduttore è la forza periferica " F " trasmessa che agisce al centro dei rulli i quali sono sollecitati a flessione

$M_{fmax} = Fl/4$, le piastrine invece sono sollecitate solo a trazione

da una forza $F/2$, i perni, che articolano le piastrine, sono

assoggettati a flessione $M_f = 0.5 F \times 1.5 s$ (s è lo spessore della piastrina)

Poi, ci sono le funi che vengono utilizzate per il trasporto e il sollevamento a grandi distanze come le funivie, seggiovie, ascensori e/o le gru, i paranchi e le carrucole in genere.

Comunque, le esercitazioni in classe saranno da supporto per chiarimenti e approfondimenti.

Le Ruote Dentate Cilindriche

Esse non sono altro che ruote di frizione a cui sono state applicate le corone dentate per evoluzione delle superfici a contatto con l'accortezza di realizzare la positività di trasmissione, cioè la costanza, nel tempo, del rapporto di trasmissione al fine di annullare qualsiasi slittamento relativo tra i denti.

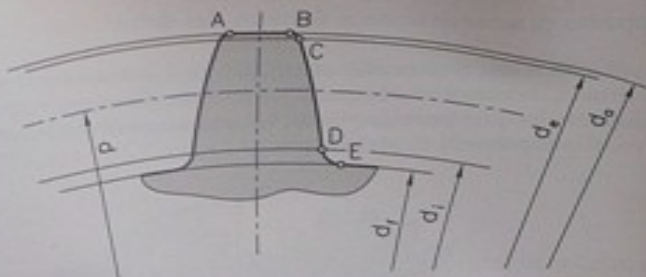
Quando la potenza e/o le forze tra gli assi delle due ruote dentate è superiore al limite ammesso per le ruote di frizione si adottano le ruote dentate il cui accoppiamento è detto ingranaggio se, invece, è tra più di due ruote dentate si dirà rotismo.

Per lo studio dell'ingranamento o condotta bisogna assumere alcune definizioni geometriche prese dal libro di testo.

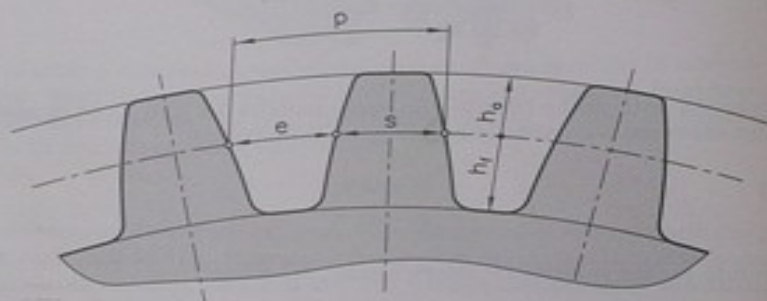
Il Pignone o Rocchetto è la ruota più piccola, la Corona è quella più grande.

Il rapporto di trasmissione è quello già indicato nella trasmissione flessibile

(Esposizione n. 10)



(a)



(b)

- **Rapporto di trasmissione i** : è il rapporto fra la velocità angolare della ruota motrice e la velocità angolare della ruota condotta.
- **Rapporto d'ingranaggio u** : è il rapporto fra il numero di denti della ruota e il numero di denti del pignone; è sempre maggiore di uno.
- **Diametro di testa d_a** : è il diametro che individua la circonferenza esterna del dente, detta **circonferenza di testa**.
- **Diametro di piede o di fondo d_f** : è il diametro della circonferenza tangente al fondo dei vani.
- **Diametro di base d_b** : è il diametro della circonferenza di riferimento, detta **cerchio di base**, su cui viene costruito il profilo del dente.
- **Diametro di troncatura esterna d_e** : è il diametro della circonferenza che segna il confine del profilo del dente con il raccordo esterno sul cerchio di testa.
- **Diametro di troncatura interna d_i** : è il diametro della circonferenza che segna il confine del profilo del dente con il raccordo interno sul cerchio di piede.
- **Costa o faccia del dente**: superficie del dente, compresa fra il cerchio primitivo e la sommità del dente.
- **Fianco del dente**: superficie del dente, compresa fra il cerchio primitivo e il diametro di fondo.
- **Superficie del dente**: è l'insieme di costa e di fianco.
- **Altezza del dente h** : è la distanza radiale fra il diametro di testa e il diametro di piede.

- **Addendum h_a** : è la distanza radiale fra il diametro di testa e il diametro primitivo;
- **Dedendum h_f** : è la distanza radiale fra il diametro primitivo e il diametro di piede.
- **Linea dei contatti o retta d'azione**: è la normale comune ai profili dei denti, passante per il loro punto di contatto.
- **Lunghezza d'azione**: è l'insieme dei punti di contatto fra i profili dei due denti accoppiati, dall'inizio al termine dell'ingranamento.
- **Polo di rotolamento o punto primitivo**: è il punto d'intersezione fra la retta d'azione e l'asse passante per i centri di rotazione delle ruote, ovvero, è il punto di tangenza dei cerchi primitivi, di seguito indicato come punto C.
- **Angolo di pressione α** : è l'angolo compreso fra la retta d'azione e la tangente ai due cerchi primitivi, passante per il punto primitivo C; i suoi valori sono unificati.
- **Lunghezza della dentatura b** : è la lunghezza della fascia del dente espressa come multiplo del modulo.
- **Spessore circolare s_p** : è il tratto di cerchio primitivo delimitato fra le due superfici del dente; se anziché il tratto di arco si misura la corda, lo spessore è detto **cordale s_c** ;
- **Spessore di base s_b** : è la distanza fra le due evolventi dello stesso dente sul cerchio base.
- **Radice**: è la superficie esistente sul fondo del vano vuoto compreso fra i fianchi prospicienti di due denti consecutivi.

Nella **figura 2.9** sono radunate le quote relative alla geometria dell'ingranamento di due ruote cilindriche.

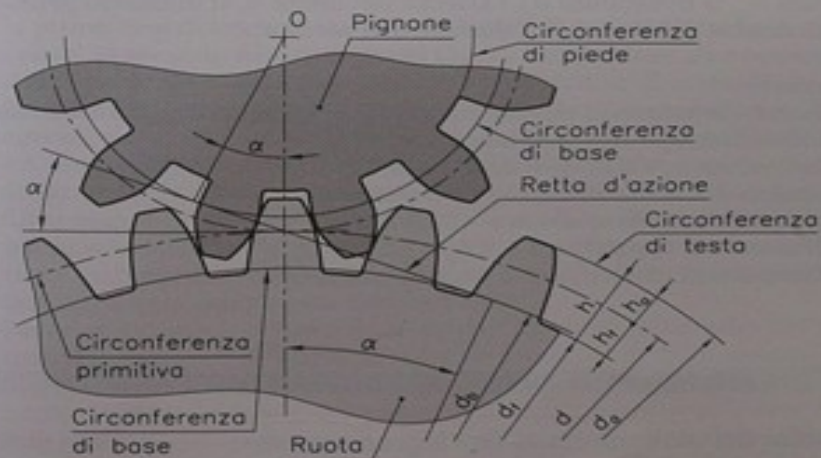


Foto dal libro di Testa Hoepli

Il Rapporto d'Ingranaggio è il rapporto tra il numero dei denti della corona e quelli del pignone: $U = Z_{ruota\ grande} / Z_{ruota\ piccola} > 1$

Nel caso di riduttore di velocità ($r_2 > r_1$) $i = U$

Nel caso di moltiplicatore di velocità ($r_2 < r_1$) $i = 1/U$

Di primaria importanza è la Circonferenza Primitiva che - per le ruote di frizione è la superficie reale di contatto che sopporta la pressione e subisce l'attrito - pur essendo un'entità puramente geometrica, è essenziale per il rapporto di trasmissione e del numero dei denti.

Inoltre, il contatto tra i denti che si compenetrano deve avvenire proprio nel punto di tangenza delle due circonferenze.

In questo punto, la normale alla retta tangente alle "primitive" passa per i centri delle due ruote dentate e l'ingranamento avviene per rotolamento senza strisciamento, ciò garantisce rigorosamente la costanza del rapporto di trasmissione e i profili si dicono coniugati.

Il Modulo "m" è una grandezza fondamentale per l'ingranaggio delle ruote dentate perché da esso dipende il corretto funzionamento

e non dal numero dei denti: $m = p / \pi$

con $p = \pi d / Z$, passo e,

$d = mZ$, diametro della circonferenza primitiva

Questa formula lega il diametro primitivo e il numero dei denti interponendo il modulo.

Conoscendo il modulo si proporziona il dente:

Addendum, $h_a = m$, Dedendum, $h_f = 1,25 m$,

($h_f > h_a$ per evitare l'urto tra la testa e la radice delle ruote ingranate)

Altezza del dente, $h = (1 + 1,25) m = 2,25 m$

Angolo di pressione, $\alpha = 20^\circ$,

Larghezza della dentatura, $b = \lambda m$ con $\lambda = 10 \sim 30$

Diametro Primitivo, $d=mZ$,

Diametro di Testa, $d_a=d+2h_a$

Diametro di Piede, $d_f=d-2h_f$

Rapporto di condotta, $R = a/p > 1$ tra l'arco di azione e il passo

Convienne suddividere l'arco d'azione nei due archi corrispondenti

alle due ruote per avere $a_1/p + a_2/p$

Il profilo ad Evolvente

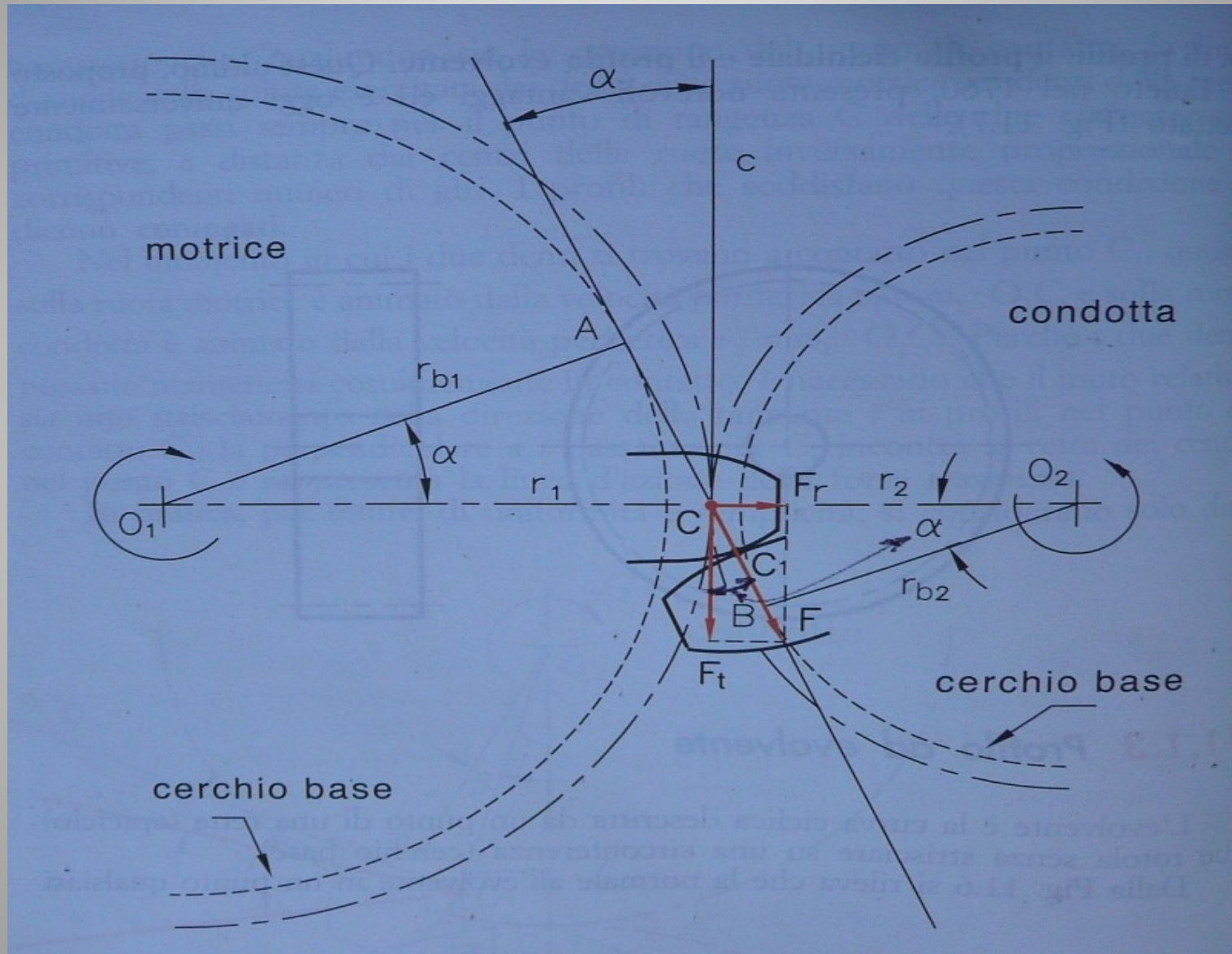
La costruzione delle ruote dentate con Profilo ad Evolvente

(l'evolvente è una curva ciclica descritta da un punto di una retta che rotola senza strisciare su una circonferenza, cerchio base, Eulero, XVIII sec.)

garantisce che i punti si spostano sulla tangente comune, passante per il punto "C" della circonferenza di base delle due ruote.

*Il luogo geometrico dei punti di contatto successivi è detto
linea d'ingresso o d'imbocco.*

(Foto da Calderini, V. Ariosi)



Bisogna assolutamente evitare, per assicurare la continuità del movimento, che i denti si stacchino prima che i successivi si ingranino, per ciò la linea d'ingranamento deve risultare maggiore del passo.

*α è l'angolo di Pressione = 20° , (può essere anche di 15° o $14,30^\circ$)
tra la linea d'ingranamento e la perpendicolare "C"
alla congiungente i centri O_1-O_2 .*

Allora, la spinta "F" (lungo la retta d'ingranamento, normale alla superficie di contatto passante per C) esercitata dal dente della ruota motrice sulla condotta, si scompone nella Forza tangenziale e Radiale

$$F_t = F \cos \alpha \text{ e } F_r = F \sin \alpha, \text{ legate da } \tan \alpha = F_r / F_t$$

$$\text{la } F_t \times r_1 = M_t \text{ (Momento Torcente della Motrice)}$$

Con r_1 , Raggio della Circonferenza Primitiva

La F_t è anche responsabile della flessione dell'albero a cui è calettata la ruota dentata.

L'albero, quindi, dovrà essere verificato a flessione-torsione.

Proporzionamento della Dentatura

Conoscendo la potenza o il momento da trasmettere si sceglie il modulo e si considera il dente come una mensola incastrata ad un estremo con sbalzo pari all'altezza del dente,

spessore uguale a metà passo e caricata all'estremità con la forza tangenziale " F_t " (si trascura F_r) applicata sul diametro di testa.

Un dente è soggetto a flessione dalla forza scambiata con l'altra ruota durante il contatto, quindi, dovrà essere dimensionato a fatica,

$$M_t = F_t \times R_{testa}$$

Verifica ad Usura

Il dente sarà verificato all'usura superficiale causata dall'attrito che in "primis" surriscalda il materiale degradandolo.

$$P_{con} < P_{max}$$

P_{com} è il max carico di contatto [daN/mm^2], dell'elasticità di Hertz.

P_{max} è la pressione max ammissibile sottostante alla durezza superficiale dei denti, alla frequenza di rotazione della ruota minore e alla durata di funzionamento.

Minimo Numero di Denti

Il minimo numero di denti interessa, per lo più, il rocchetto o il pignone e dipende sia dall'angolo di pressione " α " che dal rapporto di trasmissione Z_2/Z_1

Sotto un certo minimo si ha "interferenza"

(penetrazione della testa del dente nel profilo di base dell'altra ruota con erosione del materiale sotto la circonferenza di base).

Rendimento delle Ruote Dentate

Tra i denti delle ruote dentate, a causa dello strisciamento relativo, si genera una resistenza d'attrito direttamente proporzionale alla forza trasmessa e al coefficiente d'attrito radente dei materiali a contatto.

La potenza, quindi, ne risente perché diminuisce dall'albero motore all'albero condotto poiché tra di essi sono interposti altri meccanismi (cambio, differenziali, ecc.).

Per diminuire le perdite di potenza non bisogna fare altro che aumentare il rendimento delle coppie cinematiche.

Tralasciando il procedimento matematico, si ha,

per le ruote cilindriche a denti dritti:

$$\eta = 1 - f\pi(1/Z_1 + 1/Z_2) \text{ con } f = 0.15 \sim 0.25$$

Rotismi

Sono l'insieme di più ingranaggi collegati tra loro cinematicamente.

I rotismi Ordinari hanno gli fissi, quelli Epicicloidali o Planetari hanno uno o più assi in movimento durante il funzionamento.

Essi possono essere Riduttori quando la frequenza di rotazione della ruota condotta è inferiore a quella della prima ruota motrice e,

Moltiplicatori, se funzionano all'incontrario.

I rapporti di trasmissione ottenuti sono di gran lunga migliori di quelli a due sole ruote dentate.

Rotismi Ordinari

In figura, tre coppie di ruote dentate, il primo e l'ultimo asse hanno una sola ruota e gli altri due ne hanno due:

Una condotta e l'altra conduttrice.

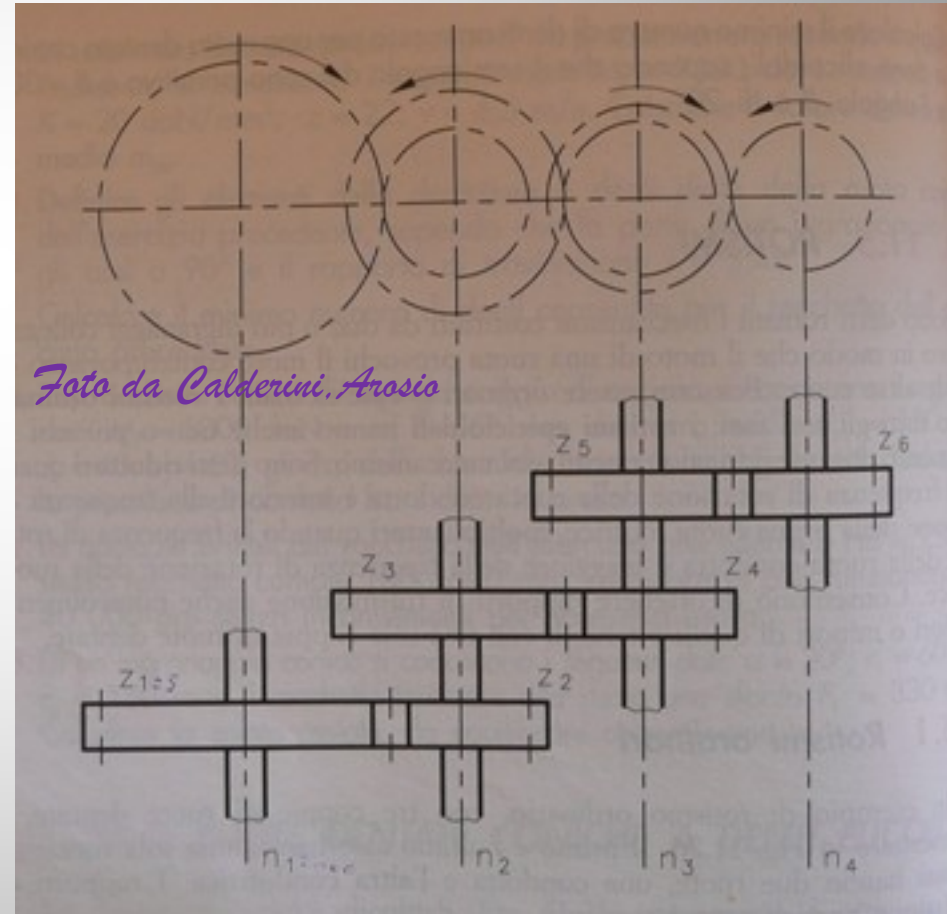
Si determinino i rapporti di trasmissione parziali: $i_1 = n_1/n_2 = Z_2/Z_1$

$i_2 = n_2/n_3 = Z_4/Z_3$ e $i_3 = n_3/n_4 = Z_6/Z_5$. Quello Totale è:

$i = i_1 i_2 i_3 = n_1/n_2 \cdot n_2/n_3 \cdot n_3/n_4 = n_1/n_4$ e $i = Z_2/Z_1 \cdot Z_4/Z_3 \cdot Z_6/Z_5$

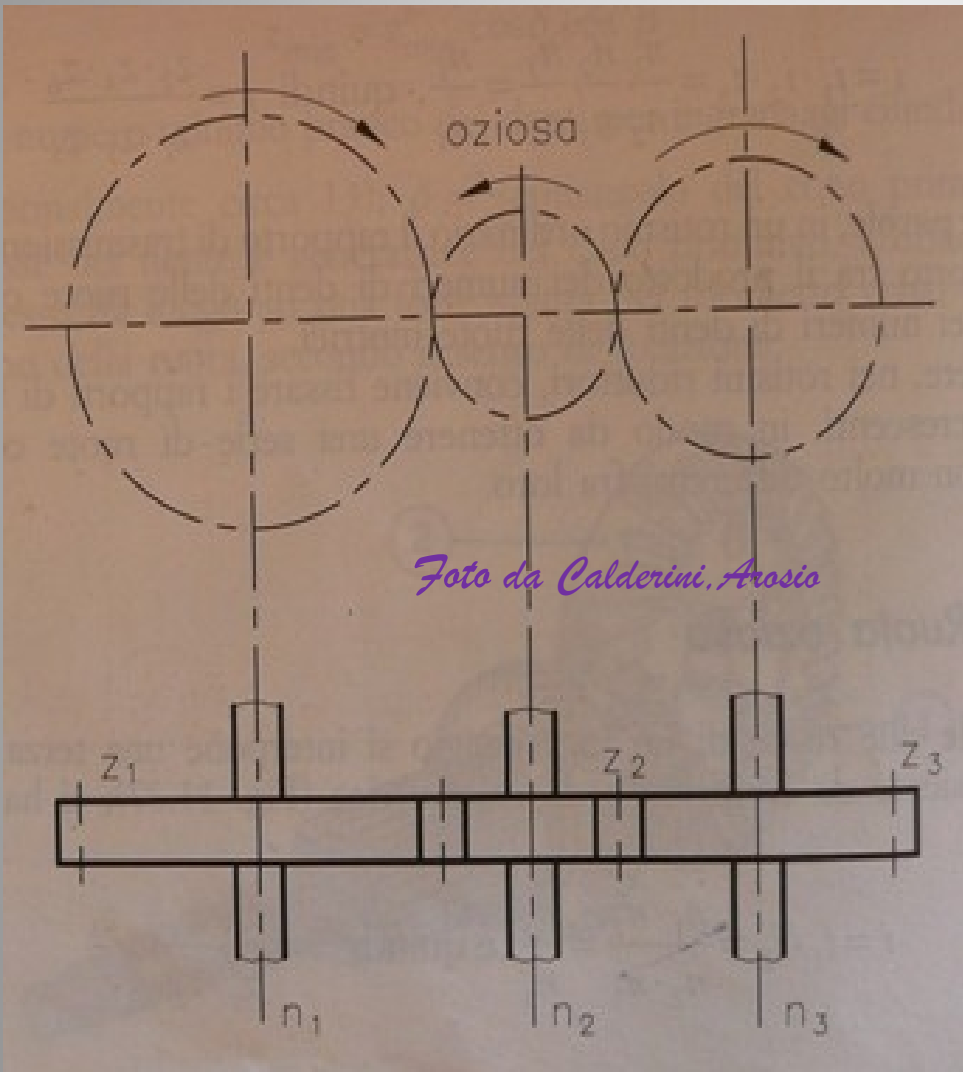
Quindi, nei Rotismi Ordinari il Rapporto di Trasmissione corrisponde al numero dei giri della prima ruota fratto quello dell'ultima.

Mentre, rispetto al numero dei denti, corrisponde al prodotto delle ruote condotte fratto quello delle ruote motrici, quindi, il numero dei denti delle ruote intermedie è ininfluente.



La Ruota Oziosa

Non modifica il rapporto di trasmissione e la velocità ma inverte il senso di rotazione e consente, tra assi distanti, la trasmissione del moto.



$$i = i_1 \cdot i_2 = n_1/n_2 \cdot n_2/n_3 = n_1/n_3$$

$$\text{e } i = Z_2/Z_1 \cdot Z_3/Z_2 = Z_3/Z_1$$

Le ruote oziose sono dette anche galoppini

Si precisa che per i Rotismi il modulo deve essere unico per tutte le ruote, esso viene determinato per la ruota più sollecitata, per cui è sovradimensionato per tutte le altre.

Rotismi Epicicloidali o Planetari

Essi sono anche **Compensatori** perché assorbono la differenza fra i giri delle due parti di uno stesso albero condotto.

In questi rotismi, almeno uno degli assi si muove durante il funzionamento.

Le ruote girevoli sugli assi fissi sono i **planetari** e quelle girevoli sugli assi mobili sono i **satelliti**.

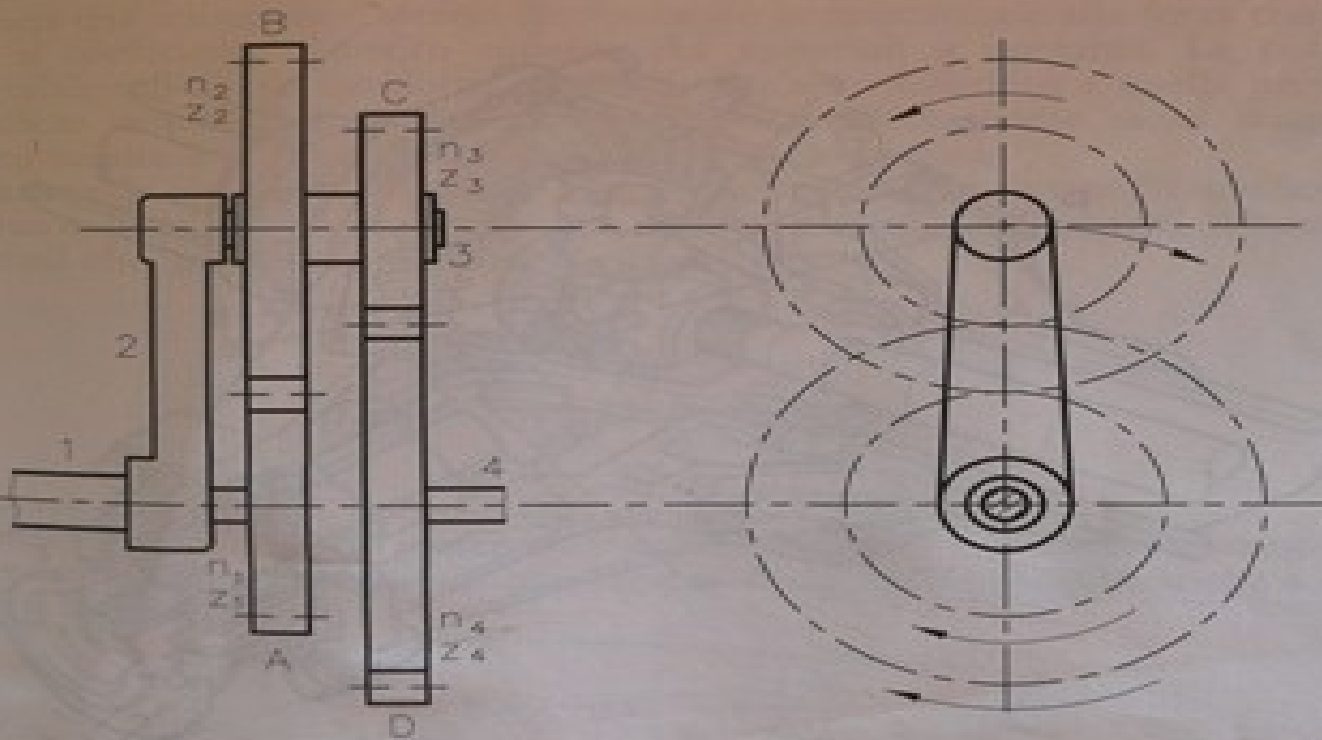


Fig: 11.28 Rotismo epicicloidale riduttore. Il braccio portatreno (2) gira con l'albero motore (1) e imprime all'asse (3) un movimento di rivoluzione intorno all'albero condotto (4).

Foto da Calderini, Arosio

Se il braccio portatreno (2) è fermo, funziona come un rotismo ordinario:

$$i = \omega_1 / \omega_4 = Z_2 / Z_1 \cdot Z_4 / Z_3$$

Quando il braccio portatreno ruota intorno all'asse comune alla prima e all'ultima ruota del meccanismo con velocità u , il numero dei giri relativo della prima ruota motrice risulta $\omega_1 - u$ e quello relativo

dell'ultima ruota condotta è $\omega_4 - u$:

$$i = \omega_1 - u / \omega_4 - u = Z_2 / Z_1 \cdot Z_4 / Z_3 \quad (\text{Formula di Willis})$$

Se si blocca la ruota "A" si ha $\omega_1 = 0$ e la formula di Willis

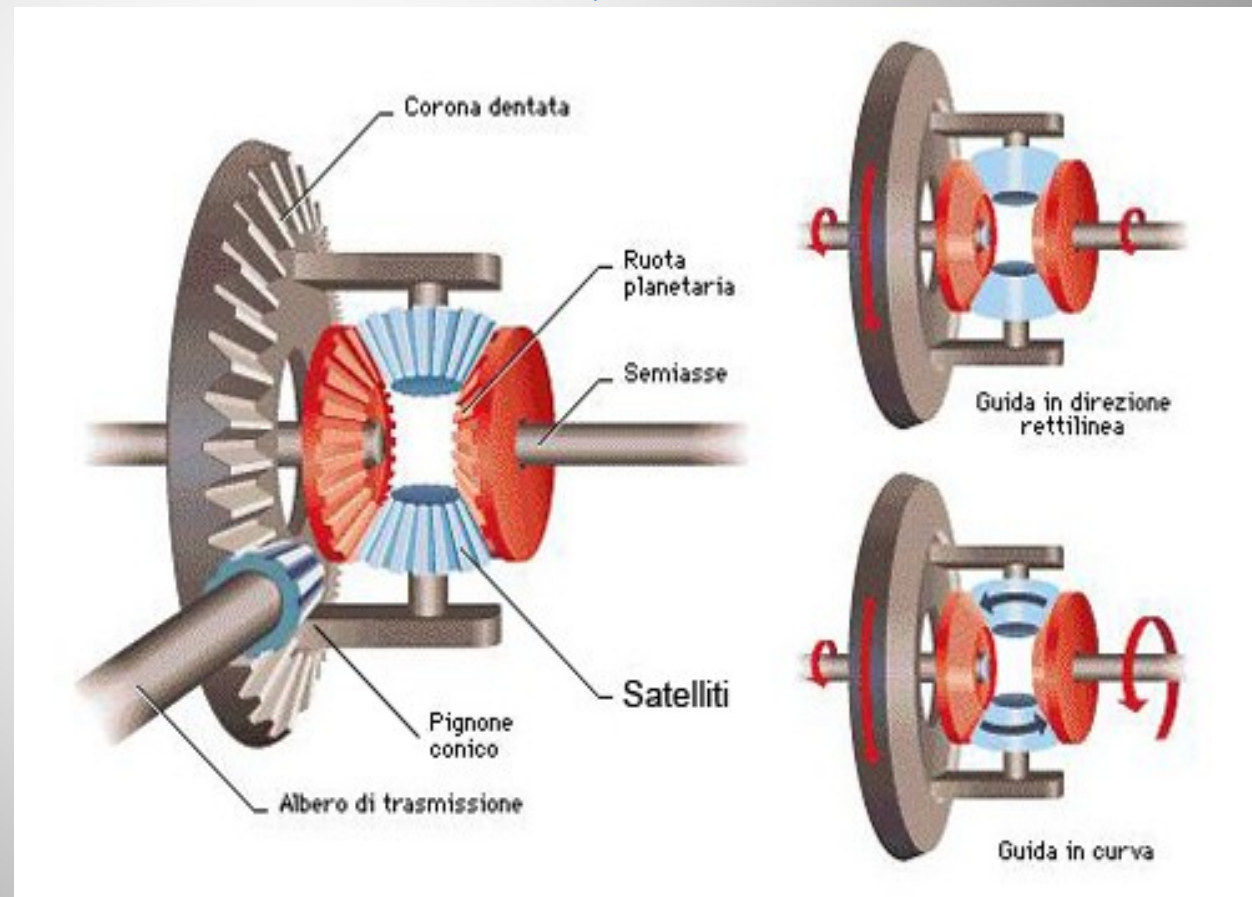
$$\text{sarà } i = \omega_1 / \omega_4 - u > \omega_1 / \omega_4 = i / i - 1$$

Il Differenziale

È il classico esempio del rotismo compensatore

L'albero d'uscita del cambio, chiamato "pignone", è in presa con un altro ingranaggio, detto "corona" e decisamente più grande del primo. La corona, altro non è che la parte più esterna di una scatola cilindrica al cui interno vi è il differenziale vero e proprio che è costituito da quattro ingranaggi conici,

due "satelliti" e due "planetari". Ogni satellite è calettato in "folle" su un perno rigidamente collegato alla scatola, ed è in presa con entrambi i planetari. I planetari, liberi rispetto alla scatola e solidali,



ognuno, con l'estremità del semiasse di una ruota motrice, sono collegati tra loro solo tramite l'interposizione dei satelliti.

Questi due ingranaggi formano una "coppia, conica" che trasmette la rotazione ad angolo retto agli assi delle ruote.

Il differenziale è usato per evitare lo strisciamento (sgommamento) delle ruote motrici sul piano stradale per diversità di aderenza o nelle curve.

Infatti, nelle curve, le ruote motrici interne ed esterne, compiono un numero di giri diverso perché percorrono traiettorie diverse, una interna più corta e l'altra esterna più larga, per cui,

il differenziale, opera sugli assi delle ruote in modo da ripartire la potenza, o meglio il numero dei giri delle ruote maggiormente su quella esterna, che deve correre di più per eguagliare quella interna più lenta.

Vale, la già nota $i = \frac{n_1 - n}{n_2 - n} = \frac{z_2/z_1 \cdot z_4/z_3}{1} = 1$ (Formula di Willis)

che rispetto a $n = \frac{n_1 + n_2}{2}$

Quando il veicolo è sul rettilineo, le ruote motrici incontrano la stessa resistenza con l'asfalto, i due planetari e la corona dentata compiono lo stesso numero di giri e tutta la scatola del differenziale ruota solidalmente con i semiassi delle ruote.

In curva, invece, le ruote motrici incontrano resistenze diverse e i satelliti ruotano intorno al proprio asse trasmettendo un maggior numero di giri alla ruota esterna alla curva e, contemporaneamente, la ruota interna alla curva, più lenta, riceve una diminuzione dello stesso numero di giri.