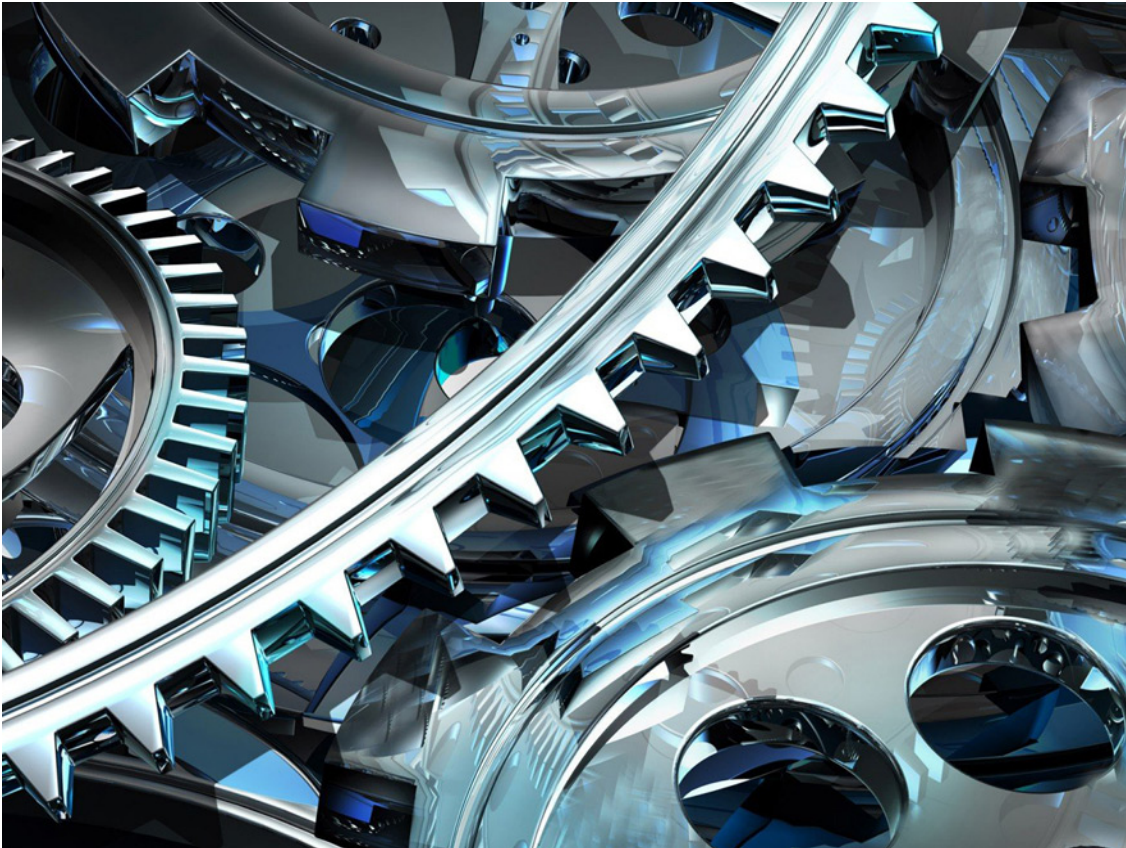




## FORMULARIO DI MECCANICA E DISEGNO

Aggiornato al 17/06/2023



<http://www.rngcons.it/servizi/progetto-e-calcolo-sistemi-meccanici/>

**SCIENZA DELLE COSTRUZIONI**

**CALCOLO DI COMPONENTI MECCANICI**

**TERMODINAMICA**

**TERMOTECNICA**

N.B.: il presente formulario è un compendio rispetto alle spiegazioni del docente, al libro di testo e ad ogni ulteriore indicazione e materiale fornito dal docente della materia. Non presenta tutti i passaggi logici e non riporta tutti i contenuti necessari allo svolgimento e alla comprensione dei problemi, ma è uno schema di sintesi che può essere utile in casi specifici, con la supervisione e le modalità indicate dai docenti della materia.

## SCIENZA DELLE COSTRUZIONI

SFORZO NORMALE		
Progetto	$A = \frac{F}{\sigma_{am}}$	
Verifica	$\sigma_{es} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{am}$	
FLESSIONE SEMPLICE		
Progetto	$W_f = \frac{M}{\sigma_{fam}}$	
Verifica	$\sigma_{es} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{amm}$	
FLESSIONE + SFORZO NORMALE (PRESSOFLESSIONE E TENSOFLESSIONE)		
Verifica	$\sigma_{es} = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{M}{W} \leq \sigma_{amm}$	
FLESSIONE DEVIATA		
Verifica	$\sigma_{es} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq \sigma_{amm}$	
TAGLIO PURO		
Progetto	$A = \frac{T}{\tau_{am}}$ $\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}}$	
Verifica	$\tau_{es} = \frac{T}{A} \leq \tau_{amm}$	
TAGLIO (in presenza di flessione)		
Verifica	$\tau = \frac{T \cdot S_n}{b \cdot J_n}$ $\tau_{max} \leq \tau_{amm}$ $\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}}$	Da questa formula è possibile ricavare la tensione massima all'interno della sezione. Per sezioni standard la formula semplificata per tale tensione è presente nel manuale.
DETERMINAZIONE DEL MOMENTO TORCENTE DALLA POTENZA		
Momento torcente	$M_t = \frac{P}{\omega} \text{ (N.m)}$	
Potenza	$P \text{ (Watt)}$	
Numero di giri	$n \text{ (Rpm) cioè (Rot/min)}$	

Velocità angolare	$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \text{ (rad / sec)}$	
<b>TORSIONE</b>		
Progetto	$W_{tmin} = \frac{M_{tmax}}{\tau_{am}}$ $\tau_{am} = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}}$	
Verifica	$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} \leq \tau_{am}$	
<b>FLESSIONE + TORSIONE (FLESSOTORSIONE)</b>		
Progetto	$W_{fmin} = \frac{M_{fid}}{\sigma_{am}}$ $M_{fid} = \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2}$	
Verifica	$\sigma_{es} = \frac{M_{fid}}{W_f} \leq \sigma_{am}$	
<b>TORSIONE + SFORZO ASSIALE DI TRAZIONE</b>		
Verifica	$\sigma_N = \frac{F}{A}$ $\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$ $\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \tau_{max}^2} \leq \sigma_{adm}$	

<b>TENSIONE DI ROTTURA A TRAZIONE DEI PRINCIPALI MATERIALI METALLICI</b>	
<i>Materiale</i>	$R_m \left( \frac{N}{mm^2} \right)$
<b>Acciai da costruzione</b>	
S235 (ex Fe 360)	360
S275 (ex Fe 430)	430
S355 (ex Fe 510)	510
<b>Acciai non legati</b>	
C 40	500
C 45	680
<b>Acciai legati</b>	
18 NiCrMo 5	980
34 CrNiMo 6	1100
42 CrMo 4	1050
<b>Acciai inossidabili</b>	
AISI 304	515
AISI 316, AISI 302	
<b>Acciai inossidabili temprati</b>	
X 105 CrMo 17	825
<b>Acciai inossidabili austenitici per usi navali</b>	
AISI 316 L	515
AISI 630	930
AISI 2205	620

Malaguti - Zanon, *Corso di meccanica applicata*, Cappelli Editore, Bologna, 2008

## CALCOLO DI COMPONENTI MECCANICI

DIMENSIONAMENTO DI UN ALBERO MOTORE		
1. Numero di giri del campo magnetico rotante	$n_s = \frac{(60 \cdot f)}{p}$	Manuale: L-65
2. Numero di giri al rotore	$n_{rot} = ns (1 - s)$ $s = 0 \quad (0 \leq s \leq 1)$	Manuale: L-62
4. Scelta tabellare del fattore di servizio:	$f_s$ ( $f_t = 1$ per funzionamento normale)	Manuale: Tabella I.101, pag I-156
5. Calcolo della velocità angolare:	$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$	
5. Calcolo della potenza:	$Pot_c = Pot \cdot f_s \cdot (f_t)$	
6. Calcolo del momento torcente:	$Mt = \frac{Pot_c}{\omega}$	
7. calcolo della forza tangenziale	$F_{tan} = \frac{2 \cdot M_t}{D_p}$	
8. calcolo della forza Q che genera flessione tramite le cinghie trapezoidali:	$Q = 2 \cdot F_{tan}$	
9. Calcolo delle reazioni vincolari dovute al carico concentrato Q:	$R_a = R_b = \frac{Q}{2}$	Manuale: H-163 fig. H.101, tabella H.46 pag. H-186
10. Calcolo delle sollecitazioni per il tracciamento dei relativi diagrammi ( <i>sforzo normale, taglio, momento flettente e torcente</i> ):	$M_{fmax} = R_a \cdot \frac{L_{alb}}{2}$	Manuale: tabella H.46 pagina H-186
11. Calcolo della tensione ammissibile:	$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_R}{n_s}$ $\sigma_R = R_M = \text{tensione di rottura}$	Manuale: tabella F.36 pagina F.111
12. Calcolo del momento flettente ideale (sollecitazione di flesso-torsione):	$M_{fid} = \sqrt{(M_{fmax}^2 + 0,75 \cdot M_t^2)}$	Manuale: H-135 - fig.H.87
13. Calcolo del modulo di resistenza a flessione:	$W_f = \frac{M_{fid}}{\sigma_{amm}}$	
14. Calcolo del diametro minimo resistente:	$D = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot W_f}{\pi}\right)}$	

DIMENSIONAMENTO DELLA LINGUETTA SEDE DELLA PULEGGIA (TIPO -A-)		
15. Maggiorazione del diametro minimo dell'albero (diametro di calettamento) per contenere la cava della linguetta (UNI 6604):	$D_{cal} - t_1 \leq D_{min}$	Manuale: I-32, tabella I.26
16. Progetto della lunghezza della linguetta a pressione ammissibile (materiale del mozzo del mozzo puleggia):	$L_{calcolata} = \frac{2 \cdot Mt}{D_{cal} \cdot p_{amm} \cdot (h - t_1)}$	Pamm acc.= 90 MPa Pamm ghisa =50 MPa
17. Calcolo lunghezza totale della linguetta UNI 6604-A e ricerca della lunghezza commerciale:	$L_{totale} = L_{calcolata} + b$ $L_{comm} \geq L_{totale}$	Manuale: I-32, tabella I.26
18. Verifica a taglio della linguetta UNI 6604-A:	$\tau_{ams} = \frac{Rm}{g \cdot \sqrt{3}}$ $\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{2 \cdot Mt}{D_{cal} A_1}$ $A_1 = (L_{comm} - b) \cdot b + \frac{\pi}{4} b^2$	Manuale: - in fondo alla I-32 tabella I.26, I-31
19. Calcolo della tensione ammissibile:	$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}}$	
20. Calcolo del modulo di resistenza a torsione:	$W_t = \frac{M_t}{\tau_{amm}}$	Manuale: H-96
21. Calcolo diametro minimo in corrispondenza del giunto e del cuscinetto sinistro:	$D = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \cdot W_t}{\pi}\right)}$	

DIMENSIONAMENTO DELLA LINGUETTA SEDE DEL GIUNTO TIPO -A-	
SEGUIRE LA PROCEDURA DEI PUNTI 15, 16, 17	

CALCOLO DEI CUSCINETTI		
23. Dal calcolo delle reazioni vincolari prendere le due RISULTANTI agenti sui due vincoli.		
24. Calcolo della durata in milioni di giri:	$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6}$	Manuale: I-93
25. Calcolo del coefficiente di carico dinamico C (cuscinetti a sfere):	$C = P \cdot L_{10}^{1/3}$	Manuale: I-93
26. Scelta del cuscinetto da tabella (conoscendo anche il diametro finale dell'albero):	$C_{tabellato} \geq C$	Manuale: I-100 tabella I.69

<p>27. Dimensionamento del giunto, in funzione del suo diametro di calettamento:</p>	$D_e \approx 2.5 \cdot D_{calettamento} + 100$ $D_m \approx 1.8 \cdot D_{calettamento} + 20$ $L_1 \approx 1.5 \cdot D_{calettamento}$ $D_{posizionamento\ viti} = \frac{D_e + D_m}{2}$	<p>Manuale: I-69 fig.a I-42</p>
--	--	-------------------------------------

<b>DIMENSIONAMENTO DELLE VITI DEL GIUNTO</b>		
<p>28. Calcolo della forza tangenziale in corrispondenza della circonferenza di posizionamento delle viti:</p>	$F_{tangenziale} = \frac{2 \cdot M_t}{D_{posizionamento\ viti}}$	<p>Manuale: I-70</p>
<p>29. Calcolo della forza di trazione che sollecita ogni vite:</p>	$F_{vite} = \frac{F_{tangenziale}}{n_{viti} \cdot f}$	<p>f = coefficiente di attrito</p>
<p>30. Calcolo della tensione ammissibile della vite:</p>	<p><math>\sigma_{snervamento\ vite}</math> conoscendo la classe di resistenza</p> $\sigma_{amm_{vite}} = \frac{\sigma_{snervamento\ vite}}{n_{s_{vite}}}$	
<p>31. Calcolo a trazione della sezione minima resistente della vite (sezione di nocciolo) e sua scelta da tabella:</p>	$Sezione_{vite} = \frac{F_{vite}}{\sigma_{amm_{vite}}}$	<p>Manuale: I-12, tabella I.4</p>
	$D_{nocciolo} = \sqrt[2]{\left(\frac{4 \cdot Sezione_{vite}}{\pi}\right)}$	

DIMENSIONAMENTO DI UNA TRASMISSIONE CON CINGHIE TRAPEZOIDALI		
32. Calcolo della potenza corretta	$Pot_c = Pot \cdot f_s$ (con $f_s$ da tabella)	Manuale: pag.I-165
33. Scelta approssimata della sezione della cinghia	Con la $Pot_c$ in kW e $n$ in giri/min ricavo dal grafico il tipo di sezione di cinghia	Manuale: grafico I-128 pag I-166
34. Conoscendo la sezione della cinghia ipotizzo il diametro primitivo della puleggia minore $d_{d1}$	Usare i diametri di riferimento unificati. (EVITARE di usare i diametri in corsivo)	Manuale: tabella I-120 pag I-165
35. Calcolo del diametro primitivo della puleggia maggiore $d_{d2}$ e del rapporto di trasmissione $i$	$d_{d2} = i \cdot d_{d1}$ $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$	Manuale: formula I-81, pag I-153
36. Calcolo del diametro equivalente $d_e$	$d_e = Fb \cdot d_{d1}$ Fb si ricava da tabella conoscendo "i"	Manuale: formula I-98, pag I-166 Tabella I-121, pag I-166
37. Calcolo della velocità periferica della cinghia	$V = \frac{\pi \cdot dd1 \cdot n1}{60 \cdot 1000}$ [m/s] con $dd1$ in mm e $n1$ in giri/min	Manuale: formula I-99, pag I-166
38. Calcolo della potenza nominale espressa in kW	In base alla sezione della cinghia usare la giusta formula (Manuale: formule I-100, pag I-167):  sez. Z -> $P_1 = [(0,34 \cdot V^{-0,09} - \frac{10}{d_e} - 0,64 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$ sez. A -> $P_1 = [(0,61 \cdot V^{-0,09} - \frac{26,68}{d_e} - 1,04 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$ sez. B -> $P_1 = [(1,08 \cdot V^{-0,09} - \frac{69,80}{d_e} - 1,78 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$ sez. C -> $P_1 = [(2,01 \cdot V^{-0,09} - \frac{194,8}{d_e} - 3,18 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$ sez. D -> $P_1 = [(4,29 \cdot V^{-0,09} - \frac{690,0}{d_e} - 6,48 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$ sez. C -> $P_1 = [(6,22 \cdot V^{-0,09} - \frac{1294}{d_e} - 9,59 \cdot 10^{-4} \cdot V^2) \cdot V] \cdot 0,7355$	
39. Calcolo della lunghezza teorica della cinghia ( $L$ ) usando l'interasse teorico ( $I$ )	$I = \frac{d_{d1} + d_{d2}}{2} + d_{d1}$ $L = 2I + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4I}$	Manuale: formula I-82, pag I-154
40. Scelta della lunghezza unificata della cinghia per il tipo di cinghia adottato	$L_e$	Manuale: Tabella I-122, pag I-167



41. Calcolo dell'interasse effettivo utilizzando la lunghezza unificata della cinghia	$I_e = I + \frac{L_e - L}{2}$	Manuale: formula I-96 bis, pag I-165
42. Calcolo dell'angolo di avvolgimento sulla puleggia minore	$\alpha_1 = 180 - 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{I}$ $\alpha_2 = 180 + 57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{I}$	Manuale: formula I-80, pag I-153
43. Ricerca dei due coefficienti $F_\alpha$ (in funzione di dell'angolo di avvolgimento) e $F_e$ (in funzione della lunghezza della cinghia)		Manuale: Tabella I-107, pag I-158, figura I-129, pag I-167
44. Calcolo della potenza effettivamente trasmissibile con una cinghia e del numero di cinghie da utilizzare	$P_{1e} = P_1 \cdot F_\alpha \cdot F_e$ $Z = \frac{P_c}{P_{1e}}$ <p>(Per una trasmissione normale: da 2 a 5 cinghie)</p>	Manuale: formula I-101, pag I-167

## DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE DENTI DIRITTI

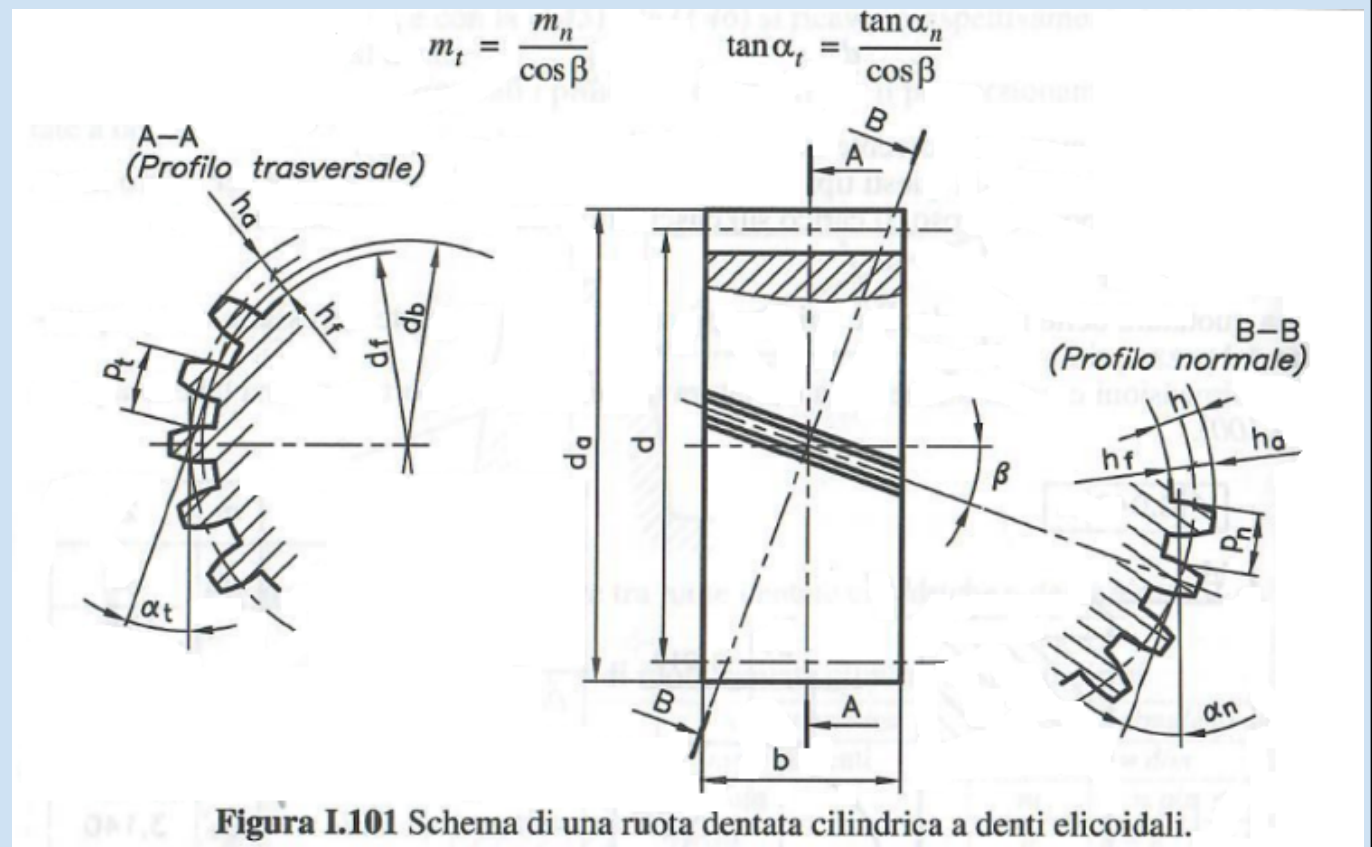
DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE DENTI DIRITTI		
Calcolo della potenza corretta $P_c$	$Pot_c = Pot \cdot k_A$ (con $k_A$ da tabella)	Manuale: pag.I-145
Calcolo della velocità angolare:	$\omega = \frac{2\pi n}{60}$	
Momento torcente	$M_t = \frac{P}{\omega}$	
Calcolo del rapporto di trasmissione $i$	$i = \frac{n_1}{n_2}$	
Calcolo del rapporto di ingranaggio	<p>Se <math>i &gt; 1</math> allora <math>u = i</math> (riduttore)</p> <p>se <math>i &lt; 1</math> allora <math>u = \frac{1}{i}</math> (moltiplicatore)</p> <p><math>(u = \frac{z_{ruota}}{z_{pignone}})</math></p>	
Calcolo del numero di denti minimo $Z_{1min}$ :	$Z_{1min} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + (1+2u) \cdot \sin^2 \alpha} - u}$ <p>(altro modo da tabella I-87)</p>	Manuale: pag.I-124 e pag.I-125
Scelta del numero di denti $Z_1$	$Z_1$ maggiore uguale di $Z_{1min}$	
Calcolo della $\sigma_{amd}$	$\sigma_{amd} = \frac{R_m}{g_R} \frac{A}{A+V}$ <p>con <math>V</math> velocità periferica di tentativo IPOTIZZATA</p>	Manuale: pag.I-127
Calcolo del modulo (progetto a rottura/flessione):	$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t \cdot \cos \beta}{\lambda \cdot \sigma_{amd} \cdot z \cdot y}}$ <p>se ruote a denti dritti <math>\beta = 0</math>;</p> <p><math>y</math> (coefficiente di Lewis) da tabella (o per interpolazione.);</p> <p><math>\lambda</math> solitamente da 10 a 12.</p> <p>Ricavato <math>m</math> si sceglie un modulo superiore <b>unificato</b></p>	Manuale: pag.I-127 e i-125

<p>Verifica della velocità periferica reale</p>	$v_{reale} = m_{unif} \cdot z_1$ <p>Se <math>v_{reale}</math> è inferiore a <math>v</math> allora il tentativo è OK! altrimenti rifare i calcoli ipotizzando un nuova <math>v</math> superiore alla precedente</p>	
<p>Calcolo della <math>z_2</math> E <math>D_{p2}</math></p>	$z_2 = i \cdot z_1$ <p>prendere il valore intero</p> $D_{p2} = z_2 \cdot m_{unif}$	
<p>Verifica ad usura con il calcolo della pressione di lavoro e della pressione ammissibile del materiale</p>	$P_{max} = k_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t1}}{b \cdot D_{p1} \cdot \sin(2\theta)} \cdot \left(\frac{1}{D_{p1}} + \frac{1}{D_{p2}}\right)}$ <p>con <math>k_1 = 380 \frac{\sqrt{N}}{mm^2}</math> se le due ruote sono in acciaio con <math>k_1 = 310 \frac{\sqrt{N}}{mm^2}</math> se le due ruote sono in ghisa</p> <p><math>\theta</math> è l'angolo di pressione (20°)</p> $b = \lambda \cdot m$ $p_{amm} = \frac{24,5 H_B}{\sqrt[6]{n \cdot h}}$ <p>con <math>H</math> = durezza del materiale scelto <math>h</math> = ore di funzionamento (tab I-91 pag I-128) <math>n</math> = numero di giri</p> <p>verificare se <math>p_{max}</math> minore uguale alla <math>p_{amm}</math></p>	<p>Manuale: pag. I-127 e I-128</p>

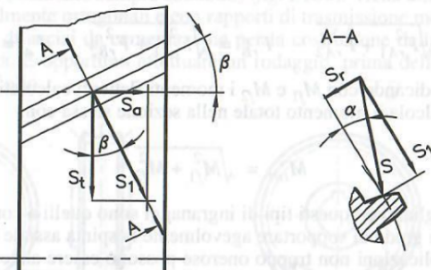
<p>Calcolo del modulo (progetto a usura superficiale)</p>	$m \geq k \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} \cdot \cos^2 \beta}{\lambda \cdot p_{max}^2}}$ $\text{con } k = \sqrt[3]{\frac{2k_1^2}{z_1^2 \cdot \sin 2\alpha} \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$ <p>con <math>k_1 = 380</math> se le due ruote sono in acciaio  con <math>k_1 = 310</math> se le due ruote sono in ghisa</p> <p><math>\theta</math> è l'angolo di pressione (<math>20^\circ</math>)</p> $b = \lambda \cdot m$ $p_{amm} = \frac{24,5 H_B}{\sqrt[6]{n \cdot h}}$ <p>con <math>H</math> = durezza del materiale scelto  <math>h</math> = ore di funzionamento  <math>n</math> = numero di giri</p>	<p>Manuale:  pag. I-127 e I-128</p>
<p>calcolo del rendimento dell'ingranaggio</p>	$\eta = 1 - f \cdot \pi \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$ <p>con <math>f</math> da ipotizzare</p>	<p>Manuale:  pag. I-129</p>
<p>calcolo della forza tangenziale</p>	$F_t = \frac{2Mt}{dp}$	<p>Manuale:  pag. I-129</p>
<p>calcolo della forza radiale</p>	$F_r = F_t \cdot \tan \alpha$	

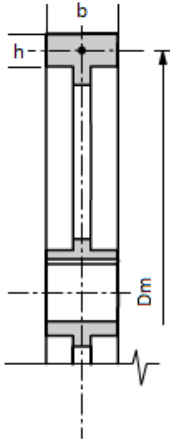
## DIMENSIONAMENTO DELLE RUOTE DENTATE ELICOIDALI

(stessa procedura usata per le ruote dentate a denti diritti utilizzando però alcune formule adattative)



<p>Calcolo del numero di denti minimo <math>Z_{1min}</math> per denti diritti:</p>	$Z_{1min\ diritti} = \frac{2}{\sqrt{u^2 + (1+2u) \cdot \text{sen}^2 \alpha_n} - u}$ <p>(altro modo da tabella I-87) con <math>\alpha_n</math> 'angolo di pressione normale (solitamente 20°)</p>	<p>Manuale: pag.I-124 e pag.I-125</p>
<p>Calcolo del numero di denti minimo <math>Z_{1min}</math> per denti elicoidali:</p>	$Z_{1min\ elic} = Z_{1min\ diritti} \cdot \text{cos}^3 \beta$ <p>con <math>\beta</math> compreso tra 10° (ingranaggi di forza) e 45° (ingranaggi di lavoro)</p>	
<p>Progetto del modulo normale</p>	$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_t \cdot \text{cos} \beta}{\lambda \cdot \sigma_{amd} \cdot z \cdot y'}}$ <p>attenzione: <math>y'</math> si ottiene usando <math>z / \text{cos}^3 \beta</math> ovviamente <math>z</math> deve essere maggiore di <math>Z_{1min\ elic}</math> Utilizzare la solita tabella (coefficiente di Lewis) o per interpolazione. <math>\lambda</math> può arrivare fino a 40 (costruzioni precise)</p>	

<p>Verifica della velocità periferica reale</p>	$V_{reale} = \frac{\pi \cdot mn \cdot z_1 \cdot n_1}{\cos \beta \cdot 60}$ <p><math>v_{reale}</math> deve essere inferiore a <math>v</math> di tentativo.</p>	
<p>Diametro primitivo</p>	$D_{p1} = \frac{z_1 \cdot mn}{\cos \beta}$ $D_{p2} = i \cdot D_{p1}$ $b = \lambda \cdot mn$	
<p>Pressione massima (pressione di lavoro)</p>	$P_{max} = k_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_{t1}}{b \cdot D_{p1} \cdot \sin(2\alpha t)} \cdot \left( \frac{1}{D_{p1}} + \frac{1}{D_{p2}} \right)}$ <p>con <math>\alpha t = \arctan(\tan \alpha / \cos \beta)</math> angolo di pressione trasversale</p>	
<p>Calcolo della spinta assiale <math>S_a</math></p>	<div style="text-align: center;">  </div> <p><b>Figura I.102</b> Componenti della forza scambiata fra i denti.</p> <p>spinta assiale = <math>S_t \cdot \tan \beta</math></p> <p>con <math>S_t = \frac{2M_t}{d_p}</math> (forza tangenziale)</p>	

DIMENSIONAMENTO DEL VOLANO		
Calcolo del momento d'inerzia conoscendo il <b>lavoro eccedente</b> $Le$	$J = \frac{Le}{\delta \cdot \omega^2}$ $\delta = \text{grado di irregolarità}$	Manuale: Tab. I-141 pag.I-193
Calcolo del momento d'inerzia conoscendo la <b>potenza</b> $P$	$J = \frac{2 \cdot \Pi \cdot \varphi \cdot P}{\delta \cdot \omega^3}$ $\varphi = \text{coefficiente di fluttuazione}$	Manuale: Tab. I-141 pag.I-193, Tab. I-142 pag.I-194
Momenti d'inerzia in funzione delle caratteristiche geometriche del volano (DA QUESTE FORMULE CONOSCENDO $J$ RICAVO LA MASSA $m$ , AREA $b \cdot h$ )	<p>Disco pieno: <math>J = \frac{m \cdot D^2}{8}</math></p> $J = \frac{\rho \cdot \Pi \cdot D^4 \cdot b}{32}$ con $b$ =spessore disco <p>Disco a corona: <math>J = \frac{m \cdot Dm^2}{4}</math></p> $J = \frac{\rho \cdot \Pi \cdot Dm^3 \cdot b \cdot h}{4}$ con $b$ =spessore corona, $h$ =altezza corona ( $b \cdot h$ diventa la sezione della corona, solitamente $h=1,5 \cdot b$ )	 <p style="text-align: right;">Volano a corona</p>
Volano in GHISA (limite alla velocità periferica). Da questa limitazione si può calcolare il diametro del volano.	$v_p \leq 40 \text{ m/s}$ $\sigma_{am \text{ ghisa}} = 12 \text{ MPa}$ $\rho_{ghisa} \leq 7250 \text{ kg/m}^3$ $v_p \leq \sqrt{\sigma_{am \text{ ghisa}} / \rho_{ghisa}}$ (verifica resistenza a forza centrifuga)	
Calcolo delle velocità max e min del volano conoscendo il grado di irregolarità e velocità angolare media	$\omega_{max} = \omega_{med} \cdot (1 + \delta/2)$ $\omega_{min} = \omega_{med} \cdot (1 - \delta/2)$	

## MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Cilindrata unitaria	$V_{unit} = \frac{V}{z_{cil}}$ $V_{unit} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot c$	
Rapporto corsa / alesaggio	$\frac{c}{D} \quad (da\ 0,7\ a\ 1,3)$	
Rapporto di compressione	$v_{cs} = \frac{V_{UNIT}}{\rho - 1}$	
Velocità media dei pistoni	$v_m = \frac{2 \cdot c \cdot n}{60}$	
Potenza utile	$P_{ut} = p_{me} \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2}$	
Consumo specifico di combustione	$C_{sp} = \frac{m_c}{L_{ut}} = \frac{Q_{mc}}{P_{ut}}$	
Rendimento utile	$\eta_{ut} = \frac{1}{c_{sp} \cdot H_{inf}}$	
Portata massima d'aria	$Q_{mc} = \lambda_v \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2}$	
Potenza utile	$P_{ut} = \eta_{ut} \cdot \lambda_v \cdot \rho \cdot V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot H_{inf}$	



## PERNI PORTANTI

DIMENSIONAMENTO E VERIFICA		
Dimensionamento a flessione semplice	$dp \geq \sqrt{\frac{16F}{\pi \cdot \sigma_{ammf}} \cdot \left(\frac{lp}{dp}\right)}$	Tabella 5.1
Verifica a taglio sezione generica	$\frac{4}{3} \frac{F}{A_0} \leq \tau_{amms}$	
Verifica a taglio sezione circolare	$\frac{16}{3} \frac{F}{\pi \cdot dp^2} \leq \tau_{amms}$	
Tensione ammissibile a taglio	$\tau_{amms} = \frac{\sigma_{amms}}{\sqrt{3}}$	
Pressione specifica media	$\frac{F}{lp \cdot dp} \leq p_{samm}$ $lp \geq \frac{F}{p_{samm} \cdot dp}$ $dp \geq \sqrt[4]{\frac{16 \cdot F^2}{\pi \cdot \sigma_{ammf} \cdot p_{samm}}}$	Tabella 5.2
Potenza sviluppata per attrito	$Q_{att}^{\circ} = f \cdot F_{\perp} \cdot \frac{\pi \cdot dp \cdot n}{60} \quad [W]$	
Lunghezza minima del perno affinché sia verificato a riscaldamento	$lp = \frac{f \cdot F \cdot n}{60 \cdot \alpha \cdot (T_{olio} - T_{esterno})}$ $\frac{f}{60 \cdot \alpha \cdot (T_{olio} - T_{esterno})} = \frac{1}{C}$ $lp = \frac{F \cdot n}{C}$	Tabella 5.4

**Tabella 5.1**Valori orientativi dei rapporti  $l_{perno}/d_{perno}$  per le applicazioni più frequenti delle coppie perno-cuscinetto.

Applicazioni	$l_{perno}/d_{perno}$
Motori alternativi a c.i.	0,5 ÷ 0,6
Pompe, compressori, ventilatori	0,8 ÷ 1,2
Trasmissioni meccaniche	1 ÷ 2
Macchine Utensili	1 ÷ 2
Motori elettrici	0,8 ÷ 1,5
Apparecchi di sollevamento	0,8 ÷ 1,8

**Tabella 5.2** Valori orientativi della pressione specifica ammissibile per le applicazioni più frequenti delle coppie perno-cuscinetto.

Tipo di accoppiamento	Pressione specifica ammissibile ( $p_{adm}$ ) ( $N/mm^2$ )
<i>Motori a carburazione per autoveicoli</i>	
perno-cuscinetto di banco .....	4 ÷ 9
perno di manovella-cuscinetto di testa di biella .....	5 ÷ 10
spinotto-cuscinetto del piede di biella .....	20 ÷ 30
<i>Motori diesel per autotrasporti</i>	
perno-cuscinetto di banco .....	4 ÷ 7
perno di manovella-cuscinetto di testa di biella .....	5 ÷ 8
spinotto-cuscinetto del piede di biella .....	20 ÷ 30
<i>Motori diesel marini</i>	
perno-cuscinetto di banco .....	5 ÷ 11
perno di manovella-cuscinetto di testa di biella .....	9 ÷ 11
perno del testacroce-cuscinetto del piede di biella .....	12 ÷ 14
<i>Turbine a vapore</i>	
perno di acciaio-cuscinetto di bronzo .....	1,2 ÷ 1,8
perno di acciaio-cuscinetto di metallo bianco .....	0,6 ÷ 1
<i>Turbomacchine</i>	
perni di ventilatori, pompe e compressori .....	1,3 ÷ 1,8
<i>Macchine di sollevamento e trasporto</i>	

perno di acciaio-cuscinetto di bronzo .....	35 ÷ 40
perno di acciaio-cuscinetto di ghisa .....	5 ÷ 7
<i>Trasmissioni generiche</i>	
perno di acciaio temprato-cuscinetto di acciaio temprato .....	10 ÷ 20
(lavorazione accurata, lubrificazione perfetta)	
perno di acciaio temprato-cuscinetto di bronzo .....	8 ÷ 10
(lavorazione accurata, lubrificazione perfetta)	
perno di acciaio dolce-cuscinetto di bronzo .....	5 ÷ 7
(lavorazione accurata, lubrificazione perfetta)	
perno di acciaio extradolce-cuscinetto di bronzo .....	3 ÷ 4
(lavorazione accurata, lubrificazione perfetta)	
perno di acciaio extradolce-cuscinetto di bronzo .....	1,5 ÷ 2,5
(lavorazione corrente)	
perno di acciaio extradolce-cuscinetto di ghisa .....	1 ÷ 5
(lavorazione corrente)	

<b>Tabella 5.4</b> Valori orientativi del parametro C			
<b>Grado di lavorazione delle superfici</b>	<b>Lubrificazione</b>	<b>Raffreddamento</b>	<b>Valori di C <math>\left(\frac{N}{mm \cdot min}\right)</math></b>
grossolano	scarsa	assente	$15 \cdot 10^3 \div 20 \cdot 10^3$
accurato	ordinaria	aria calma	$35 \cdot 10^3 \div 40 \cdot 10^3$
accurato	ordinaria	forzato	$55 \cdot 10^3 \div 60 \cdot 10^3$
accurato	forzata	aria calma	$60 \cdot 10^3 \div 70 \cdot 10^3$
accurato	forzata	forzato	$150 \cdot 10^3 \div 250 \cdot 10^3$

# MECCANISMO BIELLA MANOVELLA

FORZE E SOLLECITAZIONI		
	$\mu = \frac{l}{r}$	
	$s_p = l + r \cdot \left(1 - \cos\alpha - \sqrt{\mu^2 - \sin^2\alpha}\right)$	
	$v_p = \omega r \cdot \left[\sin(\omega t) + \frac{\sin(2\omega t)}{2\sqrt{\mu^2 - \sin^2(\omega t)}}\right]$	
	$a_p = \omega^2 r \cdot \left[\cos(\omega t) + \frac{\cos(2\omega t)}{\mu}\right]$ $\alpha = \omega t$ PMS $\rightarrow \alpha = 0$ In quadratura $\rightarrow \alpha = \tan^{-1}\left(\frac{l}{r}\right) \quad \beta = \tan^{-1}\left(\frac{r}{l}\right)$	
Forza tangenziale	$F_t = F_{tot} \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\sin(2\alpha)}{2\mu}\right]$	
Momento motore	$M_m = F_{tot} \cdot r \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\sin(2\alpha)}{2\mu}\right]$	
	$F_r = F_{tot} \cdot \left[\cos(\alpha) - \frac{\sin^2(\alpha)}{\mu}\right]$	
Forza totale risultante dallo stantuffo	$F_{TOT} = F + F_i$ $F = p \cdot A$ $F_i = -m_t \cdot a_p$	$m_t = \text{masse traslanti}$
Forza centrifuga	$F_c = m_r \cdot \omega^2 \cdot R$	$m_r = \text{masse rotanti}$
Forza agente lungo la biella	$F' = \frac{F_{TOT}}{\cos\beta}$	
VERIFICA A PRESSOFLESSIONE		
	$\sigma_{id} \leq \sigma_{ammf}$	
	$\sigma_{id} = \sigma_{Mf} + \sigma_N$	
	$Mf_{MAX} = 0,064 \cdot m_r \cdot \omega^2 \cdot r \cdot l$	
	$\sigma_{Mf} = \frac{Mf_{MAX}}{Wf}$	

	$\sigma_N = \frac{F' \text{ (pos. quadratura)}}{A_{FUSTO}}$	
<b>VERIFICA A CARICO DI PUNTA</b>		
PIANO X-X cerniera / cerniera	$l_i = 1 \cdot l_0$	
	$\rho = \sqrt{\frac{I_{min_{xx}}}{A}}$	
	$\lambda = \frac{l_i}{\rho}$	
	$\lambda = \frac{l_i}{\rho}$	
	$\frac{F'}{A_{FUSTO}} \leq \frac{\sigma_{ammd}}{1 + \alpha \cdot \lambda^2}$	
PIANO Y-Y incastro / incastro	$l_i = 0,6 \cdot l_0$	
	$\rho = \sqrt{\frac{I_{min_{yy}}}{A}}$	
	$\lambda = \frac{l_i}{\rho}$	
<b>DIMENSIONAMENTO MANOVELLA DI ESTREMITÀ</b>		
Dimensionamento del bottone di manovella	$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot lp}{\pi \cdot \sigma_{ammf}}}$	
	$d = \sqrt[4]{\frac{16 \cdot Fmax^2}{\pi \cdot \sigma_{ammf} \cdot ps_{amm}}}$	
	$\sigma = \frac{Fmax}{d \cdot l}$	
Dimensionamento del perno di banco	$Mf_1 = \frac{Fmax}{\cos\beta} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot l_1$	
	$Mf_2 = \frac{Fmax}{\cos\beta} \cdot \sin(\alpha + \beta) \cdot l_1$	
	$Mt = Ft \cdot r$	

	$Mf_{id} = \sqrt{Mf_{tot}^2 + 0,75 \cdot Mt^2}$	
	$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Mf_{id}}{\pi \cdot \sigma_{ammd}}}$	
Proporzionamento della maschetta o braccio di manovella		come da manuale I-190
Verifica della maschetta nella sezione A-A (tangente al mozzo del bottone di manovella)		come da manuale I-191
Verifica della sezione tangente al mozzo dell'albero (sezione B-B)		come da manuale I-191

## MACCHINE A FLUIDO

IMPIANTO MOTORE CON TURBINA A GAS		
Ciclo Brayton-Joule	$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_{2s}} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}$	
IMPIANTO FRIGORIFERO		
Ciclo inverso (ciclo frigorifero)	$\beta_F = \frac{q_i}{l}$ $q_i = h_1 - h_4$ $q_s = h_{3''} - h_{2s}$ $l = h_{2s} - h_1$	

# TERMODINAMICA

TRASMISSIONE DEL CALORE		
Flusso termico	$\Phi = \frac{Q}{t}$	
Capacità termica	$C_T = \frac{Q}{\Delta T}$	
Calore specifico	$C = \frac{C_T}{M}$	
Quantità di calore	$Q = c \cdot m \cdot \Delta T$	
Trasmissione per conduzione	$Q = \frac{\lambda \cdot A \cdot \Delta T \cdot \tau}{d}$ $\Phi = \frac{\lambda \cdot A \cdot \Delta T}{d}$ (flusso termico)	
Trasmissione per convezione	$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T \cdot \tau$ $\Phi = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$	
Trasmissione per irraggiamento	$\alpha = \frac{P_{ass}}{P_{inc}}$ $Q = \sigma \cdot T^4$ $\Phi = e \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)$	
Trasmissione per adduzione: convezione + irraggiamento	$\Phi = \alpha' \cdot A \cdot \Delta T$	
Trasmissione di calore fra due fluidi separati da una parete	$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \cdot \tau$ $\Phi = U \cdot A \cdot (T_4 - T_1)$	
Trasmittanza termica	$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$	
Resistenza termica	$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$	



<b>LEGGE DEI GAS PERFETTI</b>		
Energia interna del sistema	$\Delta U = m \cdot C_v \cdot \Delta t$ $\Delta u = C_v \cdot \Delta t$	
Legge dei gas perfetti, o equazione di stato dei gas perfetti.	$T = cost$ $p \cdot V = cost$ $p \cdot V = R \cdot T$ $p \cdot V = m \cdot R \cdot T$	
Costante del gas perfetto	$R = \frac{p \cdot V}{T}$ $R = \frac{p \cdot V}{m \cdot T}$	
<b>CAPACITÀ TERMICHE</b>		
Capacità termica massica a volume costante	$C_v = \frac{Q}{m \cdot \Delta t}$	
Capacità termica massica a pressione costante	$C_p = \frac{Q}{m \cdot \Delta t}$	
Relazione tra costante dei gas e capacità termiche	$R = C_p - C_v$	
Esponente dell'adiabatica	$K = \frac{C_p}{C_v}$	
<b>LAVORO TERMODINAMICO</b>		
Quando il lavoro è sul sistema termodinamico abbiamo una diminuzione di volume $V [m^3] - v [\frac{m^3}{kg}]$	$L = p \cdot \Delta v$ se: $\Delta v < 0$ allora: $L < 0$	Compressione
Quando il lavoro è sull'ambiente circostante abbiamo un aumento di volume	$L = p \cdot \Delta v$ se: $\Delta v > 0$ allora: $L > 0$	Espansione
<b>PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA</b>		
Entalpia	$H = U + p \cdot V$	
Primo principio della termodinamica	$c_p \cdot (T_2 - T_1) = p \cdot (v_2 - v_1) + U_2 - U_1$	

**TRASFORMAZIONE ISOBARA**

$$\frac{V}{T} = \text{cost}$$

$$\Delta_U = m \cdot C_V \cdot \Delta_T$$

$$L = p(V_B - V_A)$$

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_B - T_A)$$

**TRASFORMAZIONE ISOCORA**

$$\frac{P}{T} = \text{cost}$$

$$\Delta_U = m \cdot C_V \cdot \Delta_T$$

$$L = 0$$

$$Q = \Delta_U$$

**TRASFORMAZIONE ISOTERMA**

$$p \cdot v = \text{cost}$$

$$\Delta_U = m \cdot C_V \cdot \Delta_T = 0$$

$$Q = L = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{V_B}{V_A} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{p_A}{p_B}$$

dove  $(m \cdot R \cdot T)$  può essere sostituito da  $(p_A \cdot v_A)$

## TRASFORMAZIONE ADIABATICA

$$p \cdot v^k = \text{cost}$$

$$T \cdot V^{K-1} = \text{cost}$$

$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

$$Q = 0$$

$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right]$$

$$L = -\Delta_U = -m \cdot C_V (T_B - T_A)$$

$$L = -m \cdot C_V \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_B}{T_A} - 1 \right) =$$

$$m \cdot C_V \cdot T_1 \cdot \left( 1 - \frac{T_B}{T_A} \right)$$

$$L = \frac{m \cdot R \cdot T_1}{K-1} \cdot \left( 1 - \frac{T_B}{T_A} \right)$$

## TRASFORMAZIONE POLITROPICA

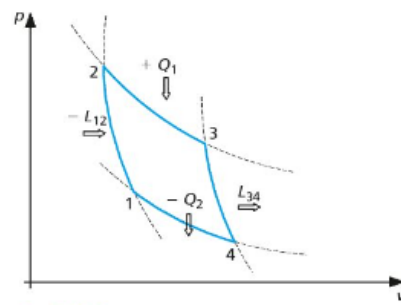
$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right]$$

$$L_{12} = \frac{p_1 \cdot v_1}{n-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

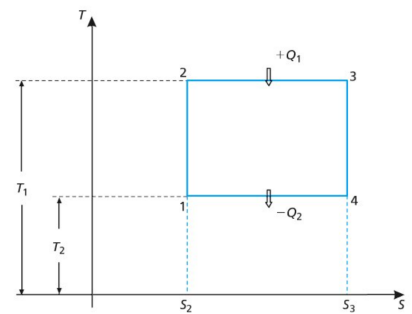
## CICLO DI CARNOT

Rendimento

$$\eta = 1 - \frac{T_F}{T_C}$$



Ciclo di Carnot sul piano p, v.



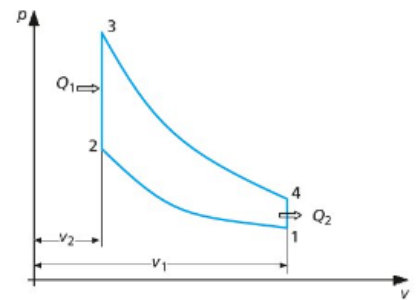
Ciclo di Carnot sul piano T, S.

Ferrigno, Giordano, *Meccanica, macchine ed energia / 2*, Calderini, Vicenza, 2017

## CICLO 8

Rendimento

$$\eta = 1 - \frac{1}{R_C^{k-1}}$$

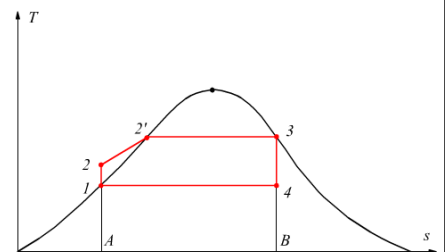


Ciclo Otto sul piano p, v.  
Ferrigno, Giordano, *Meccanica, macchine ed energia / 2*, Calderini, Vicenza, 2017

## CICLO DI RANKINE

Ciclo Rankine reale

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$



<https://www.edutecnica.it/macchine/rankine/rankine.htm>

# TERMOTECNICA

CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO DI SPAZI INTERNI RISCALDATI		
Trasmittanza termica di una parete (Dato tabellare in base alla tipologia di struttura disperdente, oppure fornito inizialmente)	$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{h_e}}$	$\left[ \frac{W}{m^2 \cdot k} \right]$
Calore scambiato con l'esterno per trasmittanza	$Q = U \cdot S \cdot \Delta T$	[W]
Somma delle dispersioni termiche	$Q_{TOT1} = Q_{pareti} + Q_{pavimento} + Q_{porte} + Q_{infissi} + Q_{soffitto}$	
Adeguamento per ponti termici	$Q_{TOT2} = Q_{TOT1} \cdot f_p$	$f_p = 1,05$ (una parete est.) $f_p = 1,10$ (due pareti est.) $f_p = 1,15$ (tre pareti est.)
Calore scambiato con l'esterno per ventilazione	$Q_V = C \cdot V_R \cdot \Delta_T$ $C_{aria} = 0,35 \left[ \frac{Wh}{m^3 \cdot ^\circ C} \right]$	$V_R$ camere: 0,5 volume / ora $V_R$ cucina: 1 volume / ora $V_R$ bagno: 2 volumi / ora
Somma dei calori	$Q_{TOT3} = Q_{TOT2} + Q_V$	
Adeguamento per intermittenza	$Q_{TOT4} = Q_{TOT3} \cdot f_i$	Si veda tabella dei coefficienti di maggiorazione delle potenzialità termiche a causa dell'intermittenza di esercizio.
Calcolo dei corpi radianti	$N = \frac{Q_{TOT4}}{Q_{TN}}$	Per il $Q_{TN}$ si veda tabella relativa ai corpi scaldanti prescelti fornita dal produttore, in relazione alla $\Delta_T$ di progetto
Ripetendo il calcolo per ogni spazio di un'unità immobiliare si ottiene il fabbisogno termico globale in base al quale dovrà essere dimensionata la caldaia.		

<b>DIMENSIONAMENTO DI UNA CALDAIA PER ACQUA CALDA SANITARIA - DEFINIZIONI GENERALI</b>		
Conversione kcal - Watt	$1 \frac{Kcal}{h} = 1,163 W$ $1 W = 0,86 \frac{Kcal}{h}$	
Energia	$Q = C \cdot V \cdot (T_f - T_i)$	$Kcal = \frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C} \cdot Kg \cdot ^\circ C$
Potenza	$P = \frac{Q}{t}$	$\frac{Kcal}{h}$
<b>DIMENSIONAMENTO PER IL PERIODO DI PUNTA</b>		
Fabbisogno di acqua calda	$\frac{litri}{persona} \cdot tempo \cdot persone$	litri
Energia da fornire	$Q = C \cdot V \cdot \Delta t$	
Potenza da fornire	$P = \frac{Q}{t}$	
Sovradimensionamento	$P \cdot 1,20$	Per tenere conto del rendimento
Dimensionamento serbatoio	$V = \frac{Q}{\Delta t}$	Utilizzando una temperatura iniziale maggiore di quella di calcolo si ottiene un volume inferiore del serbatoio di accumulo
<b>DIMENSIONAMENTO PER ORA DI PUNTA CON POTENZA PER DUE ORE</b>		
Fabbisogno di acqua calda	$\frac{litri}{persona} \cdot persone$	litri per un ora
Energia da fornire	$Q = C \cdot V \cdot \Delta t$	
Potenza da fornire	$P = \frac{Q}{t}$	potenza per due ore
Sovradimensionamento	$P \cdot 1,20$	
Dimensionamento serbatoio	$V = \frac{Q}{\Delta t}$	
<b>DIMENSIONAMENTO PER PRODUZIONE ISTANTANEA</b>		
La potenza corrisponde all'energia	$P = C \cdot V \cdot (T_f - T_i)$	
Sovradimensionamento	$P \cdot 1,20$	Per tenere conto del rendimento
<b>DIMENSIONAMENTO PER ACQUA CALDA DI UNA PISCINA</b>		
Volume della piscina	$V$	
Energia preriscaldamento per portare l'acqua in temperatura	$Q_1 = V \cdot (T_f - T_i)$	
Energia per compensare le dispersioni termiche	$Q_2 = Dispersioni \cdot tempo$	
Energia totale	$Q = Q_1 + Q_2$	

Potenza dello scambiatore di calore	$P = \frac{Q}{t}$	
Potenza minima dello scambiatore considerando il rendimento	$P_c = \frac{P}{\eta}$	
Consumo a regime	$Q = V \cdot \Delta t + \text{Dispersioni} \cdot 24$	
Potenza caldaia	$P = \frac{Q}{t}$	
Potenza minima della caldaia considerando il rendimento	$P_c = \frac{P}{\eta}$	