

Sommario

INTRODUZIONE	3
1 GENERALITÀ SULLA BIELLA.....	5
1.1 FUNZIONE E SOLLECITAZIONI	6
1.2 CONFIGURAZIONE	6
1.3 TECNOLOGIA	6
2 ANALISI DEL CICLO TERMODINAMICO	9
2.1 IL CICLO LIMITE	10
2.2 IL CICLO INDICATO PREVISTO	11
2.3 CALCOLO DELLE PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DEI FLUIDI REALI	14
3 MANOVELLISMO.....	17
3.1 TERMINOLOGIA ADOTTATA	18
3.2 CINEMATICA DEL MANOVELLISMO ORDINARIO CENTRATO.....	18
3.3 SCOMPOSIZIONE DELLA BIELLA.....	19
4 DIAGRAMMI POLARI DEI CARICHI AGENTI SULLA BIELLA	23
4.1 CENNI SUI CARICHI AGENTI SUL MANOVELLISMO	24
4.2 CARICHI SULLA TESTA DI BIELLA	25
4.3 CARICHI SUL PIEDE DI BIELLA.....	25
5 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DI UNA BIELLA CON TESTA IN DUE PEZZI	27
5.1 TERMINOLOGIA ADOTTATA	28
5.2 VERIFICA DELLE SEZIONI PIÙ SOLLECITATE	29
5.2.1 <i>Verifica a trazione</i>	29
5.2.2 <i>Verifica a compressione</i>	31
5.2.3 <i>Verifica a fatica (colpo di frusta)</i>	31
5.2.4 <i>Verifica a carico di punta</i>	32
5.3 DETERMINAZIONE DEL VALORE DI SFORZO MASSIMO AMMISSIBILE	33
5.3.1 <i>Il diagramma di Goodman-Smith</i>	33
6 SCELTA DEL MATERIALE	35
6.1 CONFRONTO TRA ACCIAI E LEGHE LEGGERE	36
7 RISULTATI OTTENUTI.....	37
7.1 DATI DI PROGETTO	38
7.2 CICLO INDICATO PREVISTO.....	39
7.3 FORZE AGENTI SUL MANOVELLISMO DI PRINCIPALE INTERESSE.....	40
7.4 DIMENSIONI E SFORZI SULLE SEZIONI MAGGIORMENTE SOLLECITATE	43
7.5 VERIFICA MEDIANTE DIAGRAMMA DI GOODMAN-SMITH.....	45
8 DISEGNO DEL PEZZO.....	47
8.1 DESCRIZIONE DELLA GEOMETRIA	48
8.2 IMMAGINI DEL PEZZO	48
9 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI.....	51
9.1 COMPRESSIONE MASSIMA.....	52
9.2 TRAZIONE MASSIMA	53
9.3 FLESSIONE MASSIMA	55
9.4 COMPRESSIONE A 12000 RPM	56
9.5 VERIFICA A FATICA MEDIANTE FEM	56
CONCLUSIONI	58

APPENDICE A.1 COEFFICIENTI PER IL CALCOLO DELLE PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DI MISCELE.....	59
APPENDICE A.2 DIAGRAMMA DELLE PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DI ARIA PIÙ VAPORI DI EPTANO E DEI PRODOTTI DI COMBUSTIONE DEGLI IDROCARBURI	61
APPENDICE B TAVOLA QUOTATA DEL PEZZO.....	63
BIBLIOGRAFIA	65

Introduzione

Il progetto è stato commissionato dalla B.R.D. s.r.l. (strada inzani 19 Vicofertile Parma) di Bocchi Giuseppe, ditta che si occupa di progettazione e ricerca in ambito motoristico. Il lavoro consiste nella progettazione di una biella per un motore 4 tempi bicilindrico ad elevata potenza specifica.

L'obiettivo che ci si propone quindi è la progettazione di una biella che presenti il minor peso possibile (garantendo minori sollecitazioni dovute alle forze d'inerzia e centrifughe che dipendono fortemente dal peso della biella) al fronte di una durata illimitata (almeno teoricamente).

Il progetto svolto si suddivide principalmente in sei parti:

Nella prima parte si effettua la ricerca e la scelta del materiale utile al progetto utilizzando libri di testo, manuali, appunti, esempi di bielle già progettate. Si procede poi alla scelta del software necessario alla realizzazione: foglio elettronico, programma di disegno CAD-3D, Codice per il calcolo agli elementi finiti.

Nella seconda parte si procede con il calcolo delle forze che la biella deve supportare in esercizio, perciò è necessario prevedere con sufficiente accuratezza l'andamento delle pressioni durante tutto il ciclo di lavoro del motore ricordando che i carichi agenti sulla biella dipendono direttamente dell'andamento delle pressioni. Tale previsione comporta una notevole difficoltà in quanto, allo stato attuale, non esistono soluzioni esatte per il calcolo della turbolenza in camera di combustione e per il calcolo dell'energia rilasciata, sotto forma di calore, dalle molteplici reazioni chimiche. Le possibili alternative che consentono il calcolo dei parametri fisici e termodinamici che descrivono la combustione sono principalmente tre: codici numerici CFD, modelli sperimentali e modelli teorici basati sul primo principio della termodinamica (conservazione dell'energia). Viene a priori scartata l'ipotesi di utilizzare codici di calcolo basati sulla soluzione numerica delle equazioni di Navier-Stokes (CFD), in quanto richiedono computer sofisticati (con più processori in parallelo e dotati di decine di gigabyte di RAM) a noi non disponibili. Una valida alternativa sarebbe l'impiego di modelli di calcolo basati sull'elaborazione di dati dedotti sperimentalmente su un motore "simile" (ossia in similitudine con il motore che verrà realmente messo in esercizio) opportunamente studiato su un banco prova. Anche questa alternativa deve da noi essere scartata in quanto non si dispone né di un modello del motore né di un banco prova munito di tutta la strumentazione necessaria ai rilevamenti. Ultima alternativa possibile, e da noi utilizzata, è la costruzione di un ciclo indicato previsto basato sul primo principio della termodinamica (vedere capitolo 2). Tale modello non è esatto ma approssimato, tuttavia l'errore introdotto consente di conoscere ugualmente e con sufficiente precisione l'andamento delle pressioni durante il ciclo di lavoro. Noto l'andamento delle pressioni sarà poi possibile calcolare i carichi che gravano sulla biella con semplici relazioni analitiche (vedere capitolo 3 e 4) e costruire i diagrammi polari che forniscono il valore delle sollecitazioni per ogni valore dell'angolo di manovella.

La terza fase progettuale vede la scelta del materiale con il quale verrà realizzata la biella (vedere capitolo 6), il materiale deve garantire elevate caratteristiche meccaniche, per poter resistere alle alte sollecitazioni a cui è sottoposta la biella in esercizio, ed una elevata resistenza ai carichi che si alternano ad ogni ciclo del motore.

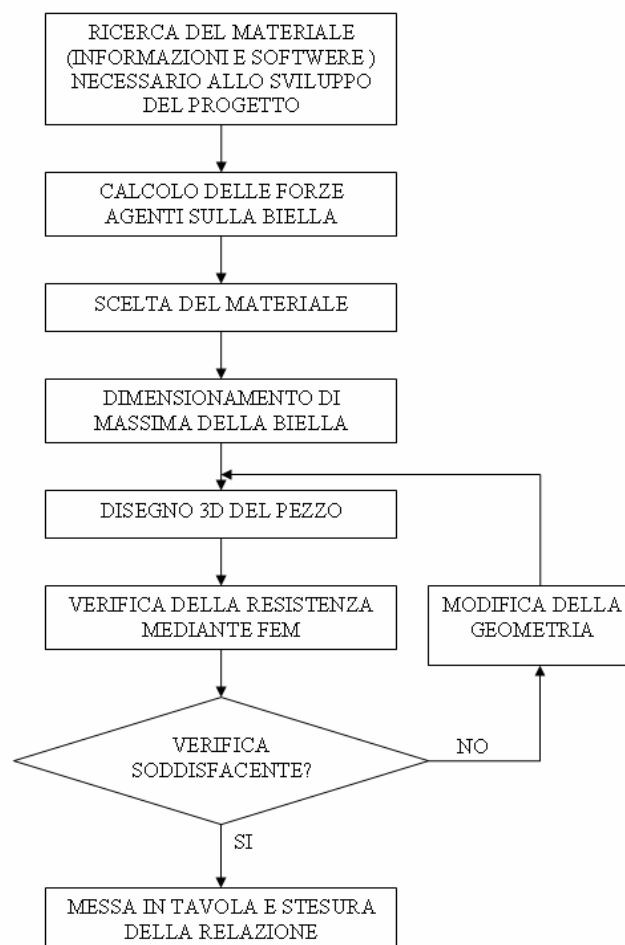
Nella quarta parte della progettazione vengono scelte le geometrie delle sezioni più sollecitate, si sceglie di adottare una sezione del fusto ad "H" che è la forma più comunemente adottata per motori a combustione interna a medie ed elevate potenze specifiche. Un'alternativa alla sezione ad "H" è la sezione a doppio "T" mentre altre forme di sezioni del fusto, come quadrate o rettangolari, non sono ottimali per motori veloci in

quanto si rischia di avere più materiale (e quindi più massa) rispetto ad una sezione ad “H” o a “T”, a parità di sforzo supportato. Scelte la forma delle sezioni più sollecitate si procede col calcolo dello sforzo agente su tali sezioni (vedere capitolo 5) e di conseguenza si determinano le minime dimensioni indispensabili a garantire la resistenza dell'organo meccanico in questione. Il dimensionamento effettuato in questa fase è di primo tentativo, ha lo scopo di determinare l' ordine di grandezza degli sforzi e quindi di scegliere opportune dimensioni.

Decise le dimensioni delle sezioni più sollecitate si passa alla quinta fase progettuale che vede la realizzazione del disegno 3D. In questa fase si decidono i raggi di raccordo e i particolari del pezzo (vedere capitolo 8).

La sesta parte consiste in una analisi agli elementi finiti dalla quale si avrà lo stato di sforzo reale che grava sulla biella. Per una corretta analisi è sufficiente definire solamente le caratteristiche elastiche del materiale (non si vuole che la biella raggiunga lo snervamento quindi non si entrerà mai in campo plastico, ma si rimarrà sempre in campo elastico), in tal modo si riduce il tempo computazionale necessario al completamento delle analisi senza comprometterne la precisione (vedere capitolo 9).

Visionato lo stato di sforzo sarà possibile apportare modifiche alla geometria riducendo le dimensioni delle sezioni fintanto che lo sforzo su tali sezioni non sia al limite della resistenza meccanica del materiale. La riduzione di sezione comporta la riduzione del peso complessivo quindi dei carichi gravanti sull'intero manovellismo.



1 Generalità sulla biella

1.1 Funzione e sollecitazioni

La biella è assimilabile ad una asta che trasmette il moto tra pistone ed albero motore . Le due sue estremità sono dotate di moto rotatorio (bottone di manovella o testa di biella) e di moto alterno (spinotto o piede di biella).

Le maggiori sollecitazioni sono concentrate sugli occhi di biella e manovella e nella parte di fusto che si raccorda al primo. La sollecitazione è sostanzialmente di fatica tra:

La **compressione massima** dovuta alla pressione dei gas al PMS a bassi giri

(in questa condizioni le forze di inerzia, che contrastano le forze di pressione, sono minime).

La **trazione massima** dovuta alla forza di inerzia ad alti giri sul PMS in fase di ricambio carica (nel caso di motori a quattro tempi);

Le sollecitazioni termiche e vibrazionali sono irrilevanti.

1.2 Configurazione

La biella, già collegata al pistone tramite lo spinotto, viene infilata nella canna dalla parte alta del basamento, pertanto la larghezza trasversale della testa di biella deve essere inferiore dell'alesaggio.

La larghezza longitudinale invece è generalmente costante e determinata dalle dimensioni del cuscinetto di biella. La forma più comunemente adottata per il fusto è quella ad H, con l'anima sul piano centrale di simmetria della biella ed ortogonale agli assi dei cuscinetti.

L'obiettivo di progetto è di garantire il minimo peso (riducendo forze di inerzia e centrifughe) e la minima lunghezza (forze alterne del 2° ordine e forza trasversale su cilindro/attriti).

Il piede di biella è accoppiato al pistone tramite lo spinotto, con l'interposizione di una boccia piantata ad interferenza, alla cui lubrificazione provvede una foratura che raccoglie parte dell'olio spruzzato sul cielo del pistone.

La testa di biella viene chiusa sul perno di manovella tramite un cappello, la cui chiusura avviene con viti o talvolta con bulloni. Il carico di chiusura deve essere sufficiente a contrastare il massimo carico di trazione della biella ed adeguato a distribuire omogeneamente la pressione sui cuscinetti.

1.3 Tecnologia

La biella viene realizzata:

In ghisa sferoidale o malleabile per fusione nelle applicazioni meno sollecitate;

In acciaio con stampaggio: acciai da bonifica o altamente legati, nelle applicazioni prestazionali, con utilizzo del processo di "pallinatura" per elevare la resistenza a fatica del materiale.

Le principali fasi del ciclo di lavorazione di una biella in acciaio comprendono:

Stampaggio in stampo pre-riscaldato;

Sbavatura;

Trattamento termico di normalizzazione e ricottura ;

Sabbiatura o “pallinatura” ;

Lavorazioni meccaniche di fresatura, tornitura e foratura (alesatura e finitura della testa viene eseguita con il cappello montato e serrato);

Trattamento termico di bonifica;

Rettifica delle superfici a bassa rugosità;

Nell’ultimo decennio si è sviluppata con impiego sempre crescente la tecnica della “biella fratturata” che, utilizzando una speciale attrezzatura ed adeguato acciaio, consente di fratturare il fusto della biella dal cappello, forgiati inizialmente come un unico pezzo.

La successiva ricomposizione all’assemblaggio, tramite l’unione delle scabrosità delle zone di frattura, garantisce una maggiore precisione di centraggio del cappello prima della chiusura ed anche di circolarità della sede del cuscinetto.

2 Analisi del ciclo termodinamico

2.1 Il ciclo limite

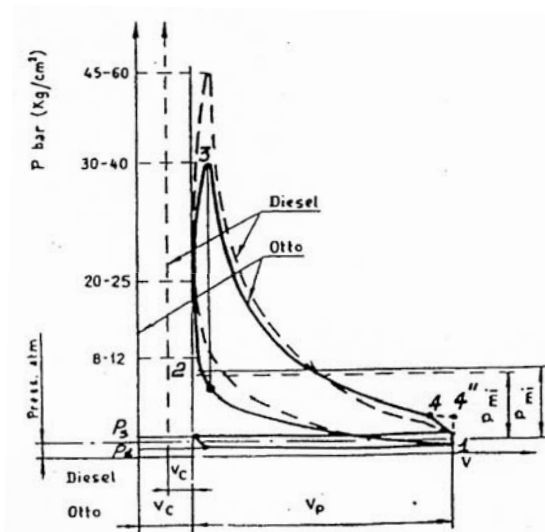


Figura 1 ciclo indicato e limite per motori Otto

Il ciclo limite rappresenta un passaggio intermedio nell'analisi delle prestazioni di un motore, perché permette di introdurre le caratteristiche reali del fluido di lavoro (cioè il fatto che si tratti di gas reali e non perfetti) e le variazioni del comportamento termodinamico a seguito della combustione, senza prendere in considerazione le irreversibilità prodotte dalla macchina.

Innanzitutto occorre tener conto che una frazione di gas combusti non viene scaricata all'esterno durante la fase di lavaggio del cilindro, ciò significa che il fluido, elaborato nel ciclo successivo, sarà costituito in parte da miscela fresca e in parte da tale frazione di gas combusti. Per determinare le condizioni del fluido al termine della fase di aspirazione (1) non è dunque sufficiente conoscere lo stato termodinamico

dell'aria aspirata (0), poiché occorre considerare anche i gas combusti non espulsi nel ciclo precedente, il cui stato (4') non è noto a priori. In particolare non si conosce né il valore di tale frazione in massa di gas combusti né la sua temperatura. Pertanto è necessario ipotizzare dei valori di primo tentativo e poi, una volta risolto il ciclo e calcolati i valori prima ipotizzati, iterare il procedimento. Per garantire la convergenza, è opportuno scegliere dei valori ragionevoli per le grandezze incognite, per esempio:

$$T_{4'} = 1000K$$

$$f = 3\%$$

Trattandosi del ciclo limite le pressioni dell'aria in ingresso al cilindro e dei gas combusti non scaricati è pari alla pressione atmosferica. Per determinare lo stato termodinamico di fine aspirazione è necessario conoscere una seconda grandezza termodinamica, intensiva o specifica. Nel primo caso dobbiamo conoscere la temperatura, che si può approssimativamente calcolare come media pesata delle temperature della miscela fresca e dei gas combusti:

$$T_1 = (1-f) \cdot T_0 + f \cdot T_{4'}$$

In questo modo è determinato lo stato di inizio compressione; il volume specifico in 1 è ora ottenibile dal diagramma della miscela fresca essendo note pressione ed entalpia.

Da questo punto in poi, fino all'apertura della valvola di scarico, il sistema è chiuso e dunque la grandezza indice del livello energetico del fluido è l'energia interna e non l'entalpia.

Le condizioni alla fine della compressione (2) si possono ricavare considerando che nel ciclo limite la trasformazione 1-2 è isoentropica, trascurando la frazione di gas combusti. Nel diagramma della miscela fresca il punto 2 si trova percorrendo l'isoentropica da 1 fino ad incrociare l'isocora ($v_2 = v_1 / \rho$).

Il punto successivo (3) è quello di fine combustione; lo stato termodinamico corrispondente si ottiene osservando che nel ciclo limite la trasformazione avviene a volume costante ($v_2 = v_3$) e senza scambio termico con l'esterno. Definiamo energia

interna totale la somma dell'energia interna del fluido e dell'energia chimica delle sostanze che lo costituiscono, ovvero della miscela fresca e della frazione di gas combusti. Tale grandezza dunque si conserva durante la reazione di combustione. Relativamente allo stato 2 vale (posto $E_{c_fumi}=150 \text{ kcal / Kg}$):

$$u_{2tot} = u_2 + E_c = u_2 + (1-f) \frac{H_i}{1+\alpha} + E_{c_fumi} f$$

Per come è stata definita, l'energia interna totale si conserva durante la fase di compressione (che nel caso del ciclo limite avviene in assenza di scambi termici e di lavoro). Dunque il bilancio energetico di combustione porta a scrivere: $u_{3tot} = u_{2tot}$

permettendo di determinare univocamente lo stato termodinamico a valle della combustione. Dal diagramma dei prodotti di combustione è possibile ricavare tutte le grandezze termodinamiche in 3.

La trasformazione durante la corsa di espansione si può considerare isoentropica, fino all'apertura della valvola di scarico, condizioni 4, in cui il volume è massimo e pari a V_1 . Pertanto il punto 4 si ricava lungo l'isoentropica passante per il punto 3, fino ad incrociare l'isocora v_1 .

A questo punto, a valvola di scarico aperta, si può ipotizzare che i gas combusti si espandano ulteriormente fino alla pressione esterna, condizione denominata 4'. Tale punto si trova all'incrocio dell'isobara alla pressione esterna e dell'isoentropica dal punto 4. Individuato lo stato termodinamico è possibile ricavare dal diagramma T4, che è anche la temperatura della frazione di gas combusti non espulsi, ed effettuare il calcolo di tale frazione: detto V_m il volume dello spazio morto, f è il rapporto tra la massa di fluido che occupa lo spazio morto al termine dell'espansione, cioè al termine della corsa di lavaggio, e quella totale, intrappolata nello spazio morto all'istante di inizio della combustione:

$$f = \frac{V_m / v_{4'}}{V_m / v_2} = \frac{v_2}{v_{4'}}$$

Determinati i nuovi valori delle grandezze T4' e f è possibile iterare il procedimento fino alla convergenza dei valori, individuando univocamente le caratteristiche termodinamiche del ciclo limite.

Il rendimento del ciclo limite è pari al rapporto tra il lavoro del ciclo limite e quello del ciclo ideale, cioè

$$\eta_{lim} = \frac{L_{lim}}{L_{id}} = \frac{(u_{i3} - u_{i4}) - (u_2 - u_1)}{\eta_{id} \frac{H_i}{1+\alpha} (1-f)}$$

2.2 Il ciclo indicato previsto

Definite le caratteristiche del fluido di lavoro, l'analisi del ciclo indicato permette di tenere conto delle reali trasformazioni che avvengono nel motore. In dettaglio si dovranno ora considerare il calore ceduto all'esterno del cilindro durante il processo, le perdite di carico e i riscaldamenti nei condotti di alimentazione e scarico, gli anticipi di apertura delle valvole e la reale evoluzione della combustione nel cilindro.

Innanzitutto occorre tener conto del riscaldamento nel condotto di aspirazione e attraverso le pareti del cilindro, che si può quantificare in $\Delta T=20^\circ\text{C}$. La temperatura del punto 1 di inizio compressione sarà ora:

$$T_1 = (1-f)T_0 + fT_4 + \Delta T_c$$

La pressione nel cilindro all'inizio della compressione è inferiore alla pressione esterna per effetto delle varie perdite di carico (nei condotti, nel filtro, nelle valvole). La somma delle perdite di carico in aspirazione può essere ritenuta pari al doppio della sola perdita nella valvola, nella quale si può considerare totalmente dissipata l'energia cinetica del fluido. In definitiva:

$$\Delta P_{asp} = 2 \cdot \rho_0 \frac{W_{asp}^2}{2}$$

in cui come densità del gas viene utilizzato, approssimativamente, il valore corrispondente alle condizioni di ingresso (T_0, P_0). Dalla perdita di carico si ricava la pressione di ingresso nel cilindro (P_1).

La trasformazione seguente, 1-2, è una compressione adiabatica che può essere considerata con buona approssimazione anche isoentropica, date le basse velocità del fluido. Rispetto al ciclo limite occorre però tener conto dell'anticipo di manovella di accensione θ_c , necessario per avere una buona ripartizione della combustione (che non può essere considerata istantanea). Pertanto il punto 2 non corrisponde al punto morto superiore: denominata ξ_c la frazione di corsa corrispondente all'anticipo in questione, si avrà:

$$v_2 = \frac{v_1}{\rho} + \xi_c \left(v_1 - \frac{v_1}{\rho} \right)$$

ξ_c può essere calcolata a partire dal rapporto manovella/biella e dall'angolo di anticipo, nel modo seguente:

$$\xi_c = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{4} \frac{r}{l} - \cos \theta_c - \frac{1}{4} \frac{r}{l} \cos(2\theta_c) \right)$$

Il punto 2 potrà dunque essere individuato sul diagramma delle miscele fresche all'incrocio tra l'isoentropica passante per i e l'isocora corrispondente a v_2 .

$$Q = \frac{H_i}{1+\alpha} (1-f)$$

Dove Q è il calore liberato dalla combustione per unità di massa, l'energia termica ceduta all'esterno Q_r può essere legata a Q mediante un coefficiente che è inversamente proporzionale all'alesaggio, da esprimersi in mm, nel modo seguente:

$$Q_r = \kappa \cdot Q = \frac{25}{d} Q$$

Di tale calore ceduto, si può ritenere che 1/6 si liberi durante la fase di combustione, 1/3 durante l'espansione e 1/2 nella fase di scarico, mentre la compressione può essere considerata globalmente adiabatica.

Il punto 3 è regolato in modo che la combustione risulti simmetrica rispetto ai punti di inizio fine, ovvero $v_3=v_2$. Rispetto al ciclo limite, ora la trasformazione di combustione non

è isocora né adiabatica, pertanto il bilancio energetico, introducendo le energie interne totali, si scrive:

$$u_{2tot} = u_2 + E_c = u_{3tot} + L_{comb} + \frac{Q_r}{6}$$

Chiarito in che modo valutare il termine di scambio termico, si deve ora calcolare il lavoro durante la combustione. Occorre fare alcune ipotesi sulla trasformazione, in particolare si assuma che durante la compressione la pressione cresca linearmente con l'angolo di manovella e che il volume cresca quadraticamente. Introducendo i coefficienti di proporzionalità k' e k'' si può scrivere:

$$P = P_2 + k'(\theta + \theta_c)$$

$$v = k''\theta^2 + \frac{v_1}{\rho}$$

Pertanto il lavoro di combustione vale:

$$L_{comb} = \int_2^3 P dv = \int_2^3 \left(P_2 + k' \left(\sqrt{\frac{1}{k''} \left(v - \frac{v_1}{\rho} \right)} + \theta_c \right) \right) dv$$

Secondo le ipotesi fatte la curva di combustione è una parabola ad asse orizzontale, con vertice nel punto di volume specifico minimo, pertanto l'integrale rispetto a due punti simmetrici vale:

$$L_{comb} = \frac{2}{3} (P_3 - P_2) \cdot \left(v_2 - \frac{v_1}{\rho} \right)$$

Ma a priori è incognita la pressione in 3: si ipotizza un valore di primo tentativo, per esempio $P_3 = 2P_2$, si calcola il lavoro di combustione e di conseguenza U_{3tot} . Dal diagramma dei prodotti di combustione è ora possibile leggere il valore della pressione P_3 , pertanto si può ricalcolare il lavoro di combustione e procedere iterativamente fino a convergenza.

Il punto 4 corrisponde all'apertura della valvola di scarico, anticipata di un angolo θ_s rispetto al punto morto inferiore. Detta ξ_s la frazione di corsa corrispondente a tale anticipo, si ha:

$$v_4 = \frac{v_1}{\rho} + \xi_s \left(v_2 - \frac{v_1}{\rho} \right)$$

ξ_s si esprime a partire dal rapporto manovella/biella e dall'angolo di anticipo, nel modo seguente:

$$\xi_s = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{4} \frac{r}{l} - \cos(\pi - \theta_s) - \frac{1}{4} \frac{r}{l} \cos(2\pi - 2\theta_c) \right)$$

La trasformazione 3-4 non è sicuramente isentropica a causa della cessione di calore all'esterno. Data la bassa velocità del fluido è però possibile considerarla quasi statica, e dunque si può scrivere:

$$\frac{Q_r}{3} = \int_3^4 T ds \approx \bar{T} \cdot \Delta s = \frac{T_3 + T_4}{2} (s_3 - s_4)$$

In tale relazione sono presenti due termini incogniti, dunque si deve ipotizzare un valore realistico per T_4 (per esempio 1300 K). Con esso si calcola s_4 , in modo da ricavare dal grafico il nuovo valore di T_4 , essendo noto il volume specifico, e iterare il procedimento fino a convergenza.

Il punto 4'', corrispondente al punto morto inferiore, si ricava all'incrocio della curva di espansione con l'isocora v_1 . Per individuarlo con sufficiente precisione basta prolungare l'espansione 3-4 secondo una retta fino ad incontrare la suddetta linea isocora.

Per determinare l'isobara di scarico (punto 4') si deve tener conto delle perdite di carico nella valvola, nei condotti di scarico, nel silenziatore e così via. Come fatto in precedenza per l'aspirazione, supponiamo che la perdita di carico globale sia pari al doppio di quella nella sola valvola di scarico:

$$\Delta P_{sc} = 2 \cdot \rho_{4'} \frac{W_{sc}^2}{2}$$

in cui è però incognita la densità del fluido. Si ipotizzi un valore di primo tentativo della pressione di scarico dal cilindro, per esempio $P_{4'} = P_0$; in questo modo è possibile individuare il punto 4' di primo tentativo, all'intersezione dell'isobara suddetta con la linea di espansione 3-4, supposta sempre rettilinea, nel diagramma dei prodotti di combustione. Si legge dunque il valore corrispondente di densità, si calcola la perdita di carico e, utilizzando il valore ottenuto per la pressione nel cilindro allo scarico, si itera il procedimento fino a convergenza.

2.3 Calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi reali

In alternativa ai diagrammi sperimentali di miscela fresca e gas combusti è possibile utilizzare il metodo basato sul calcolo delle proprietà di ogni singola specie chimica presente in miscele mediante funzioni polinomiali della temperatura (funzioni introdotte dalla nasa e basate sulle tabelle janaf);

- Calore specifico molare a Pressione costante:

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$

- Entalpia specifica molare:

$$\frac{H}{RT} = a_1 + \frac{a_2 T}{2} + \frac{a_3 T^2}{3} + \frac{a_4 T^3}{4} + \frac{a_5 T^4}{5} + \frac{a_6}{T}$$

- Entropia specifica molare:

$$\frac{S}{R} = a \ln T + a_2 T + \frac{a_3 T^2}{2} + \frac{a_4 T^3}{3} + \frac{a_5 T^4}{4} + a_6$$

Le altre proprietà termodinamiche vengono dedotte dalle seguenti relazioni:

- Legge di Mayer

$$c_p = c_v + R$$

- Energia interna:

$$e = h - RT$$

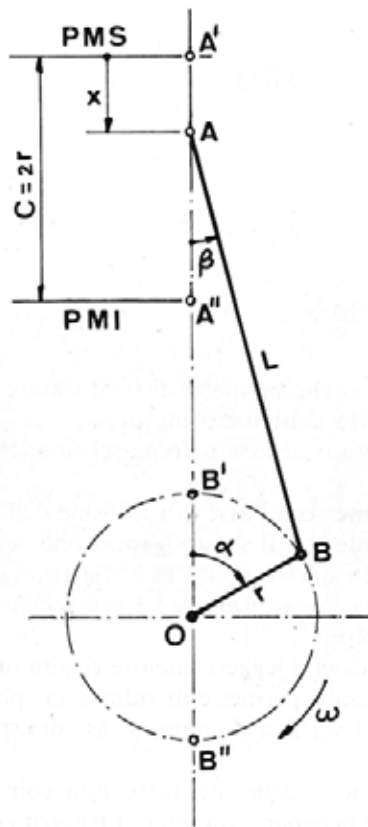
- Energia libera di Gibbs:

$$g = h - Ts$$

le proprietà della miscela si ottengono come media pesata di quelle delle singole specie che la costituiscono. I coefficienti sono tabulati per la maggior parte delle specie chimiche (vengono riportati in appendice A i coefficienti impiegati per il calcolo del ciclo indicato).

3 Manovellismo

3.1 Terminologia adottata



α = angolo di rotazione della manovella rispetto alla posizione di P.M.S.

β = angolo di inclinazione dell'asse della biella rispetto all'asse del cilindro

x = spostamento dello stantuffo rispetto al P.M.S.

r = raggio di manovella

$C = 2r$ = corsa dello stantuffo

L = lunghezza della biella

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

Figura 2 *manovellismo ordinario centrato*

3.2 Cinematica del manovellismo ordinario centrato

La seguente relazione determina la posizione del pistone in funzione dell'angolo di manovella α

$$x = r \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right]$$

Derivando quest' ultima rispetto al tempo è possibile ricavare la relazione che lega velocità istantanea dello stantuffo e angolo di manovella:

$$\begin{aligned} v = \frac{dx}{dt} &= \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = r \left(\sin \alpha + \lambda \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \omega = \\ &= \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \sin 2\alpha}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) \end{aligned}$$

essendo

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{\pi n}{30} \text{ rad/s}$$

Dove n è il numero di giri/1' del motore, si trascura inoltre il termine $\lambda^2 \sin^2(\alpha)$ che risulta essere assai piccolo. La velocità dello stantuffo diviene:

$$v = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

Derivando nuovamente rispetto al tempo si ottiene l'accelerazione dello stantuffo:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

3.3 Scomposizione della biella

Le parti dotate di moto rotatorio (gruppo della biella) sono sostituite per semplicità di trattazione mediante un sistema di masse concentrate ciascuna delle quali risulta animata di moto semplice. Si può dimostrare che un corpo di massa diffusa, animato di moto rototraslatorio piano, può essere sostituito con un sistema di tre masse concentrate in tre punti arbitrari di una retta giacente sul piano del moto e passante per il baricentro del corpo.

Facendo riferimento alla figura 3, si può pensare di sostituire la biella con tre masse concentrate:

massa m_{ba} nel centro del piede di biella (punto A) dotata di moto alterno;

massa m_{bo} nel baricentro G della biella;

massa m_{br} nel centro della testa di biella (punto B) dotata di moto rotatorio.

Indicando con m_b la massa totale della biella e con J_z , il suo momento di inerzia rispetto ad un asse passante per il baricentro G e normale al piano del moto. Le condizioni per cui i due sistemi risultino dinamicamente equivalenti sono le seguenti:

$m_{ba} + m_{bo} + m_{br} = m_b$ conservazione di massa;

$m_{ba} X_1 = m_{br} X_2$ conservazione del baricentro;

$m_{ba} X_1^2 + m_{br} X_2^2 = J_z$ conservazione del momento d'inerzia rispetto a G.

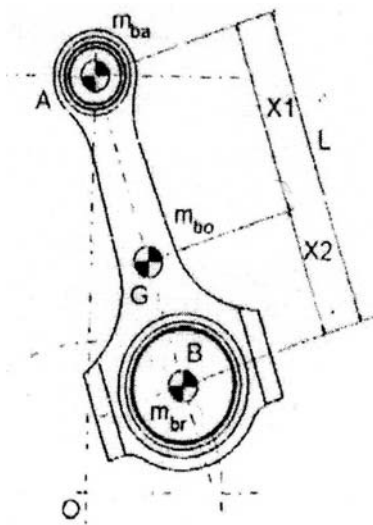
Questa sostituzione presenta l'inconveniente che per calcolare la forza d'inerzia agente sulla massa m occorre conoscere la legge di moto del baricentro G. Per aggirare l'ostacolo si può pensare di sostituire la biella con due sole masse concentrate:

massa m_{ba} nel centro del piede di biella (punto A) dotata di moto alterno;

massa m_{br} nel centro della testa di biella (punto B) dotata di moto rotatorio.

Risulta tuttavia evidente che un sistema di due sole masse concentrate non può soddisfare tutte le equazioni del sistema precedente. Per ovviare a questo inconveniente si introduce un momento d'inerzia puro J' , entità che non ha nulla di fisico, ma che serve unicamente a soddisfare il sistema precedente e di cui si dovrà tenere conto nell'espressione dell'energia cinetica della biella.

Sarà pertanto:



$$\begin{aligned} m_{ba} + m_{br} &= m_b \\ m_{ba} X_1 &= m_{br} X_2 \\ m_{ba} X_1^2 + m_{br} X_2^2 + J' &= J_z \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{ba} &= m_b X_2 / L \\ m_{br} &= m_b X_1 / L \\ J' &= J_z X_1 X_2 \end{aligned}$$

Figura 3 scomposizione della biella

il momento d'inerzia J' risulta negativo e mediamente assume il valore;

$$J' = - (0.01 \div 0.03) m_b r^2 / \lambda^2$$

Volendo effettuare calcoli teorici precisi, occorrerebbe applicare al sistema un momento correttivo delle forze d'inerzia pari a:

$$\Delta M_i = - \omega_b J'$$

Diretto secondo l'accelerazione angolare della biella, essendo $J' < 0$.

Poiché i valori numerici di questo momento sono piccoli essi vengono in pratica trascurati e si utilizzano solo le prime due condizioni di equivalenza. In questo modo la massa totale m_b della biella risulta scomposta in una massa:

$$m_{ba} = m_b X_2 / L$$

concentrata nel punto A ed animata di moto alterno ed in una massa:

$$m_{br} = m_b X_1^2 / L$$

concentrata nel punto B ed animata di moto rotatorio.

La determinazione pratica dei valori da assegnare a m_{ba} , e m_{br} si effettua appoggiando, con asse della biella perfettamente orizzontale, le estremità della stessa su due bilance

munite di coltelli che sostengono la biella in corrispondenza dei centri del piede e della testa. Le corrispondenti letture forniscono le parti alterna m_{ba} e rotante m_{br} .

Per la maggior parte dei motori a quattro tempi risulta:

$$m_{ba} = (0.2 \div 0.35) m_b$$

$$m_{br} = (0.65 \div 0.8) m_b$$

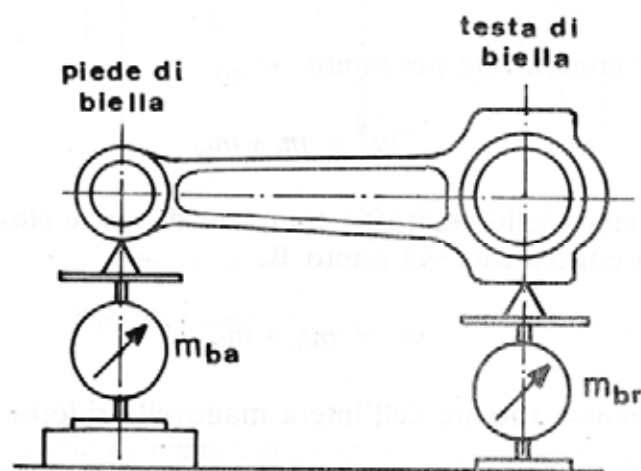


Figura 4 massa alterna e rotante della biella

4 Diagrammi polari dei carichi agenti sulla biella

4.1 Cenni sui carichi agenti sul manovellismo

Per il dimensionamento della biella è necessario conoscere, in grandezza e direzione, i carichi che istante per istante agiscono in corrispondenza dei perni di biella

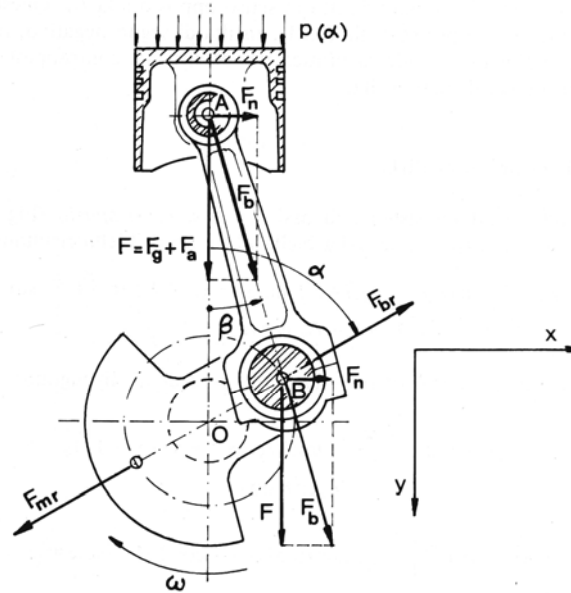


Figura 5 forze agenti sul manovellismo

Con riferimento alla figura 5 la forza F_b diretta secondo l'asse della biella è la risultante della forza:

$$F = F_g + F_a$$

diretta secondo l'asse del cilindro e della forza di reazione:

$$F_n = F \operatorname{tg} \beta$$

esercitata dalla parete del cilindro stesso.

$\operatorname{tg} \beta$ può essere ricavata a partire dalle seguenti relazioni trigonometriche:

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \lambda \sin \alpha \\ \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \end{aligned}$$

Dunque ne risulta:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\lambda \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}$$

4.2 Carichi sulla testa di biella

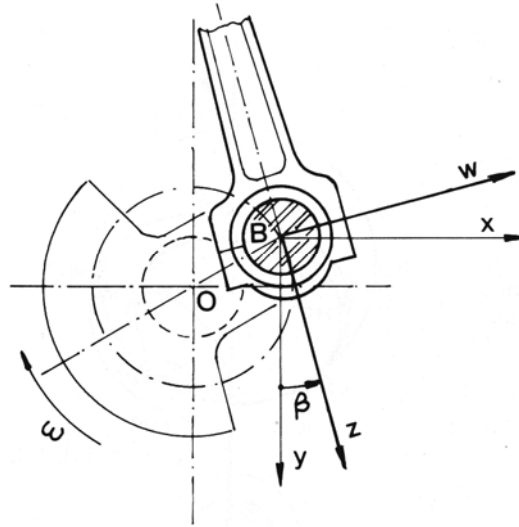


Figura 6 sistema di riferimento assoluto e relativo per la testa di biella

Facendo riferimento ad un sistema di assi x, y fissi nello spazio, le componenti delle forze agenti sulla testa di biella risultano :

$$F_x = \left[(p(\alpha) - p_o) \frac{\pi D^2}{4} - m_o \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \right] \operatorname{tg} \beta + m_{br} \omega^2 r \sin \alpha$$

$$F_y = (p(\alpha) - p_o) \frac{\pi D^2}{4} - m_o \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) - m_{br} \omega^2 r \cos \alpha$$

Essendo α l'angolo di manovella contato a partire del P.M.S. all'inizio della corsa di aspirazione.

Facendo riferimento ad un sistema di assi coordinati w, z solidali con la biella, si possono costruire i diagrammi polari dei carichi trasmessi dal perno al cuscinetto della testa di biella.

$$F_w = -(F_x \cos \beta - F_y \sin \beta)$$

$$F_z = -(F_x \sin \beta + F_y \cos \beta)$$

4.3 Carichi sul piede di biella

Le forze complessivamente agenti sullo stantuffo vengono trasmesse al cuscinetto del piede di biella. Nel sistema di assi coordinati x, y fissi nello spazio (figura 5) , la componente secondo l'asse x del carico trasmesso coincide pertanto con la forza di reazione F_n esercitata sullo stantuffo dalla parete del cilindro.

Si ha dunque:

$$F_x = F_n = \left[(p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4} - m_o \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \right] \cdot \operatorname{tg} \beta$$

La componente secondo l'asse y si ottiene invece ponendo $m_{br} = 0$ e si sostituisce m_a con m_s la massa dello stantuffo completo di fasce elastiche e spinotto. In questo modo si elimina il contributo delle forze di inerzia agenti sulle masse alterna e rotante della biella

Pertanto ne risulta:

$$F_y = (p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4} - m_s \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

In un sistema di assi w,z solidali con la biella, le componenti delle forze trasmesse al cuscinetto divengono:

$$F_w = F_x \cos \beta - F_y \sin \beta$$

$$F_z = F_x \sin \beta + F_y \cos \beta$$

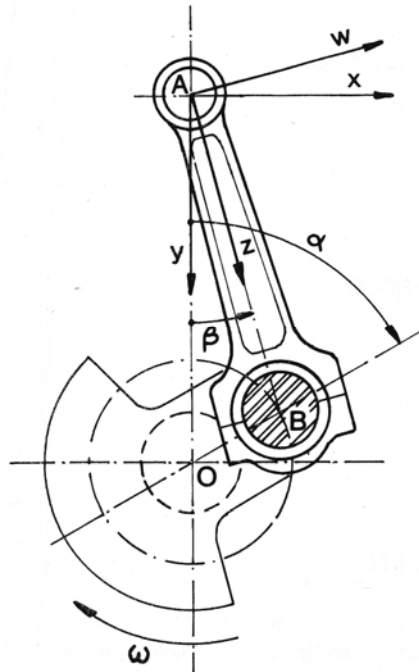


Figura 7 assi w,z solidali con la biella

5 Dimensionamento di massima di una biella con testa in due pezzi



r = raggio di manovella

$C = 2r$ = corsa dello stantuffo

L = lunghezza della biella

D = alesaggio

P_{max} = pressione massima di scoppio

m_s = massa pistone + fasce elastiche + spinotto con fermi

m_a = massa biella alterna

m_r = massa biella rotante

n = giri/1' motore

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ velocità angolare del motore

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

σ = tensione normale (positiva se di trazione)

5.2 Verifica delle sezioni più sollecitate

5.2.1 Verifica a trazione

Viene fatta considerando i carichi agenti sulla biella al PMS tra le fasi di scarico ed aspirazione

Piede di biella sez A-A

Si ha :

$$\sigma_1 = \frac{F'}{2A_A} + \frac{M'y_1}{J_A}$$

$$\sigma_1 = \frac{F'}{2A_A} - \frac{M'y_1}{J_A}$$

Dove :

$$F' = m_s \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)$$

$$M' = F' \cdot R_{ma} \cdot \frac{1}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \cos \vartheta' - \vartheta' \sin \vartheta' \right]$$

Mentre si assumerà $5^\circ \leq \beta \leq 25^\circ$.

Testa di biella sezione D-D

E' la sezione minima della parte della testa di biella solidale col fusto. In essa agiscono un momento flettente ed uno sforzo normale espressi da:

$$M = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - \overline{OG} \cos \beta \right)$$

$$N = \frac{F}{2} \cos \beta$$

Pertanto

$$\sigma_5 = \sigma_N + \sigma_f = \frac{F \cos \beta}{2A_D} + \frac{M \cdot y_5}{J_D}$$

$$\sigma_6 = \sigma_N - \sigma_f = \frac{F \cos \beta}{2A_D} - \frac{M \cdot y_6}{J_D}$$

Con

$$F = (m_s + m_a) \cdot \omega^2 r \cdot (1 + \lambda) + m_r \omega^2 r$$

Sezione E-E

Il momento flettente massimo lo si ha nella sezione E-E di mezzzeria dove vale:

$$M = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{Ri}{2} \right)$$

Per cui

$$\sigma_7 = - \frac{M \cdot y_7}{J_E}$$

$$\sigma_8 = \frac{M \cdot y_8}{J_E}$$

Fusto della biella sezione C-C

Si suppone che la forza dovuta alle masse alterne vada a sollecitare la sezione che sta sulla mezzeria della biella pertanto:

$$\sigma_C = \frac{(m_s + m_a) \cdot \omega^2 r \cdot (1 + \lambda)}{A_C}$$

5.2.2 Verifica a compressione

Viene fatta considerando la condizione di funzionamento del motore al minimo e a pieno carico. Si prescinde quindi dalle forze di inerzia e si carica la sezione minima B-B del fusto con la forza derivante dalla pressione massima dei gas nel cilindro.

In definitiva si ottiene:

$$\sigma_B = - \frac{(P_{\max} - P_{\text{atm}}) \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{A_B}$$

5.2.3 Verifica a fatica (colpo di frusta)

Quando la biella si trova in quadratura con la manovella, cioè per $\alpha = \arctg \frac{1}{\lambda}$, essa risulta caricata con un carico distribuito triangolare che a risultante:

$$Q = (m_a + m_r) \cdot \frac{\omega^2 r}{2}$$

Il momento flettente massimo lo si ha nella sezione distante $\frac{L}{\sqrt{3}}$ dal centro del

pie' di biella, che per semplicità identifichiamo con la sezione C-C, e vale:

$$M_C = \frac{2}{9} \cdot Q \cdot \frac{L}{\sqrt{3}}$$

Sempre in posizione di quadratura, la forza agente lungo la biella è praticamente dovuta alla sola spinta dei gas, dato che in questa posizione la forza di inerzia delle masse alterne è praticamente nulla.

La spinta agente lungo la biella vale allora:

$$S = \frac{(P(\alpha) - P_{atm}) \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{\cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)}$$

Quindi:

$$\sigma_4 = -\frac{S}{A_C} + \frac{M_C \cdot y_4}{J_C}$$

$$\sigma_3 = -\frac{S}{A_C} - \frac{M_C \cdot y_3}{J_C}$$

5.2.4 Verifica a carico di punta

Sotto la spinta esercitata dal gas la biella tende ad inflettersi come una trave incernierata agli estremi non solo secondo l'asse neutro k-k (vedi sez C-C), ma per la presenza degli inevitabili giochi, anche secondo l'asse neutro h-h.

Il rapporto di snellezza è espresso da:

$$\lambda_0 = L \sqrt{\frac{A_C}{I_h}}$$

Avendo identificato per semplicità la sezione media del fusto con la sezione C-C si ha allora:

$$\text{per } \lambda_0 > 80 \quad P_{crit} = \frac{\pi^2 E \cdot I_h}{L^2} \quad (\text{Eulero})$$

$$\text{per } \lambda_0 < 80 \quad P_{crit} = A_C [47 \cdot (1 - 0.0049 \lambda_0)] \quad (\text{Tetmayer})$$

Come coefficiente di sicurezza si considera il valore :

$$s = \frac{P_{crit}}{(P_{max} - P_{atm}) \frac{\pi D^2}{4}}$$

Tipicamente per bielle veloci in acciaio il coefficiente di sicurezza viene assunto pari ad 8.

5.3 Determinazione del valore di sforzo massimo ammissibile

Gli sforzi assiali e di flessione si sommano linearmente e durante un ciclo del motore vedono una variazione ciclica con valore medio non nullo, per la verifica di resistenza si procede con il metodo di Goodman-Smith

5.3.1 Il diagramma di Goodman-Smith

Per tenere conto dell' effetto della sollecitazione media sulla resistenza a fatica si utilizza il diagramma di Goodman-Smith, questo diagramma rappresenta le ampiezze delle sollecitazioni limite (in ordinata) in funzione delle sollecitazioni medie (in ascissa).

In corrispondenza di ciascun valore di σ_{med} si riporta, sia verso l'alto che verso il basso a partire dalla diagonale, il valore dell' ampiezza di tensione al limite di fatica (σ_{FA}). Questo procedimento richiede numerose prove sperimentali su altrettanti provini.

Dato che in genere non si dispone del diagramma di Smith sperimentale, se ne può utilizzare una costruzione semplificata che necessita solo della conoscenza dei valori di σ_{FA} , σ_m e σ_s (σ_s viene impiegato per introdurre un'ulteriore limitazione allo snervamento).

Il diagramma semplificato è stato ottenuto congiungendo con due rette i punti $(-\sigma_{FA}, 0)$; (σ_m, σ_m) e $(0, \sigma_{FA})$; (σ_m, σ_m) successivamente si introduce la limitazione allo snervamento.

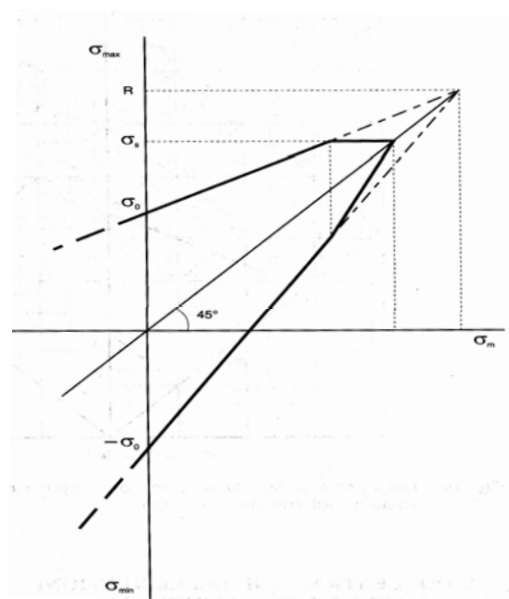


Figura 9 *diagramma Goodman-Smith*

Non disponendo di prove sperimentali si può ritenere che per un acciaio a comportamento duttile valgano i seguenti parametri adimensionali:

Flessione alterna $\frac{\sigma_{FAf}}{\sigma_m} = 0.40 \div 0.60$

Fatica Alterna assiale $\frac{\sigma_{FAa}}{\sigma_m} = 0.30 \div 0.45$

il valore di σ_{FA} viene in generale ottenuto considerando eventuali intagli e caratteristiche di finitura superficiale del pezzo.

$$\sigma_{FA} = \frac{\sigma_{FAf} \cdot b_2 \cdot b_3}{K_f}$$

Dove

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Con K_t *coefficiente di intaglio*, K_f *coefficiente di intaglio a fatica*, q *sensibilità all'intaglio* (q è tanto più elevato tanto più è alta la resistenza meccanica del materiale), b_3 tiene conto della finitura superficiale e b_2 *coefficiente dimensionale*.

6 Scelta del materiale

6.1 Confronto tra acciai e leghe leggere

Come brevemente illustrato nel capitolo 1 la biella veloce è organo sollecitato principalmente con carichi alternati il che richiede un materiale con ottime resistenze a fatica (acciaio bonificato).

La biella deve anche garantire il minor peso possibile il che farebbe pensare ad una lega leggera come esempio alluminio-rame o alluminio-magnesio che vantano una notevole leggerezza ($\rho = 2.5 - 2.7 \text{ kg/cm}^3$), la resistenza a fatica di queste ultime (come illustra il grafico sottostante) è però limitata rispetto a quella che può offrire un acciaio da bonifica.

si sceglie un acciaio da bonifica con elevato carico di snervamento quindi di rottura e con alta resistenza alla fatica. (vedi tabella acciai bonificati)

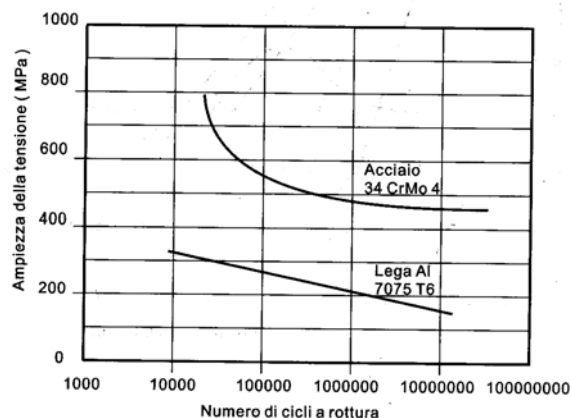
Sigla UNI	C	Mn	Cr	Ni	Mo	V	R [MPa]	R _s [MPa]	A [%]	KCU [J]
% in peso										
C25	0,25	0,60	—	—	—	—	610	360	19	37,5
C30	0,30	0,70	—	—	—	—	710	440	17	35
C35	0,35	0,70	—	—	—	—	740	470	16	30
C40	0,40	0,70	—	—	—	—	770	490	15	25
C45	0,46	0,70	—	—	—	—	800	510	14	20
C50	0,51	0,80	—	—	—	—	830	540	13	17,5
C55	0,56	0,80	—	—	—	—	860	560	12	—
C60	0,61	0,80	—	—	—	—	900	590	11	—
41Cr4	0,41	0,70	1,00	—	—	—	1030	735	11	25
36CrMn5	0,36	1,00	1,10	—	—	—	980	685	12	25
50CrV4	0,51	0,90	1,00	—	—	0,15	1130	835	10	20
25CrMo4	0,25	0,70	1,10	—	0,20	—	930	635	13	35
30CrMo4	0,30	0,50	1,90	—	0,20	—	980	685	12	32,5
35CrMo4	0,35	0,80	1,00	—	0,20	—	1030	735	11	30
42CrMo4	0,41	0,80	1,00	—	0,20	—	1130	835	10	25
40NiCrMo2	0,40	0,90	0,50	0,50	0,20	—	1130	835	10	25
39NiCrMo3	0,39	0,70	0,80	0,80	0,20	—	1080	785	11	30
40NiCrMo7	0,40	0,70	0,70	1,70	0,25	—	1130	835	11	30
30NiCrMo12	0,31	0,70	0,80	2,90	0,40	—	1080	785	14	40
34NiCrMo16	0,34	0,40	1,80	4,00	0,35	—	1320	1030	9	20

Si = 0,15 - 0,4 %

P max = 0,035 %

S max = 0,035 %

Si scarta dunque l'uso di leghe leggere giudicate non adatte a sorreggere elevati carichi a fatica (il seguente grafico riporta tipiche curve di Wohler per acciaio e leghe alluminio, si evince che a pari numero di cicli a rottura le leghe di alluminio presentano una ampiezza di tensione massima molto inferiore rispetto ad un acciaio).



Si è dunque scelto di utilizzare l' acciaio 30NiCrMo12 in quanto risponde al meglio ai requisiti sopra citati. (in seguito sono riportate le caratteristiche di tale acciaio).

($\rho = 7.8 \text{ [kg/cm}^3$]; $E = 206 \cdot 10^9 \text{ [Pa]}$; $\nu = 0.3$; $R_{sn} = 785 \text{ [MPa]}$; $R_m = 1080 \text{ [MPa]}$)

7 Risultati ottenuti

7.1 Dati di progetto

Si assumono i vincoli geometrici dati dalle dimensioni dei cuscinetti di testa e di piede di biella che sono rispettivamente pari a 58mm e 22mm. Inoltre la lunghezza di biella viene assunta pari a 140.3mm e la profondità 22mm.

Vengono eseguite verifiche a trazione a pieno regime ($n = 12000$ giri/1') e la compressione massima viene studiata in avviamento motore considerando:

$$n = 1000 \text{ giri/1'}$$

si assumono inoltre :

$$\text{Cilindrata} = 494 \text{ cm}^3$$

$$\text{Numero cilindri} = 2$$

$$\text{Rapporto di compressione volumetrico} = 10$$

$$\text{Rapporto corsa su alesaggio} = 0.47$$

$$\text{Rapporto raggio / lunghezza biella} = 0.18$$

$$\text{Potere calorifero inferiore} = 44600 \text{ MJ/kg}$$

$$\text{Rapporto di combustione} = 15$$

$$\text{Rapporto di equivalenza} = 1$$

$$\text{Temperature dell'aria in ingresso} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Pressione aria in ingresso} = 98 \text{ Kpa}$$

$$\text{Esponente politropico aria} = 1.4$$

$$\text{Anticipo apertura scarico} = 49^\circ \text{ rispetto P.M.I}$$

$$\text{Anticipo accensione} = 18^\circ \text{ rispetto P.M.S}$$

$$\text{Rendimento organico} = 0.85$$

$$\text{Rendimento volumetrico} = 1.1$$

$$\text{Alesaggio} = 110 \text{ mm}$$

$$\text{Massa pistone} = 0.55 \text{ kg}$$

$$\text{Massa biella alterna} = 0.135 \text{ kg}$$

$$\text{Massa biella rotante} = 0.415 \text{ kg}$$

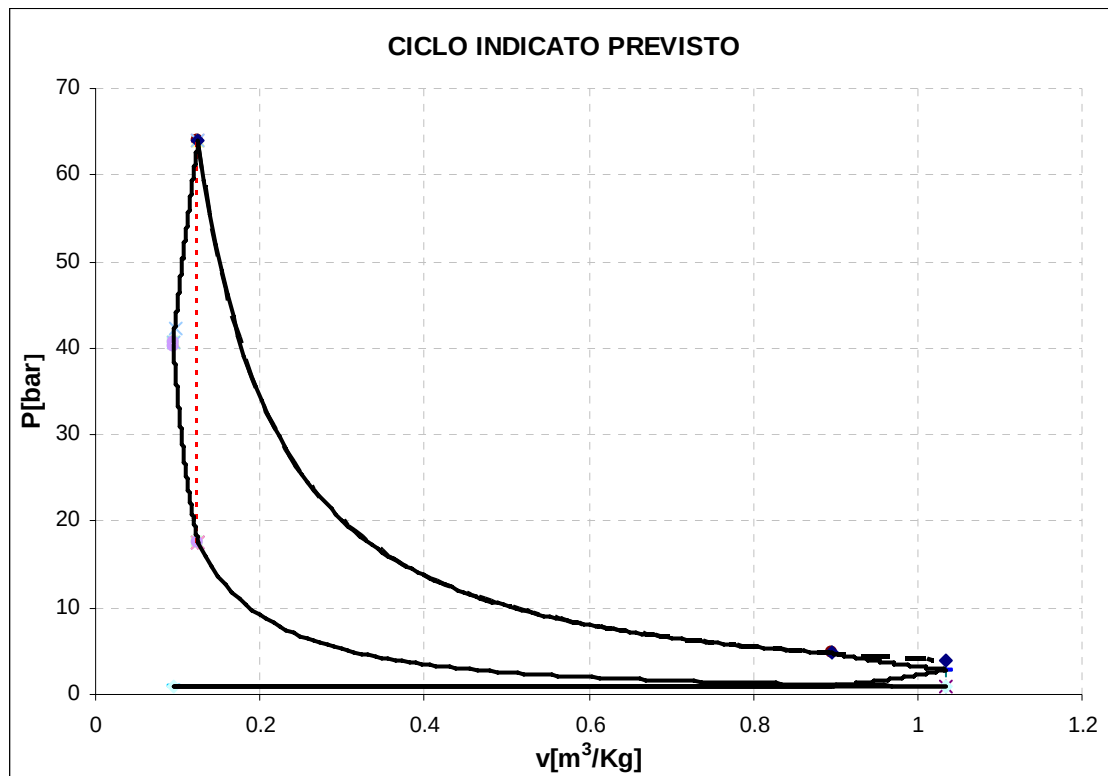
Nota: la curva di pressione risulta molto acuta. Questo in realtà non sarà vero, l'errore è dovuto all'approssimazione fatta sulla curva di combustione assumendola una parabolica (nel piano P_v vedere ciclo indicato). Tale approssimazione ha conseguenze anche sui diagrammi polari, tuttavia il valore di pressione massimo e le forze agenti sul manovellismo possono essere ritenute attendibili.

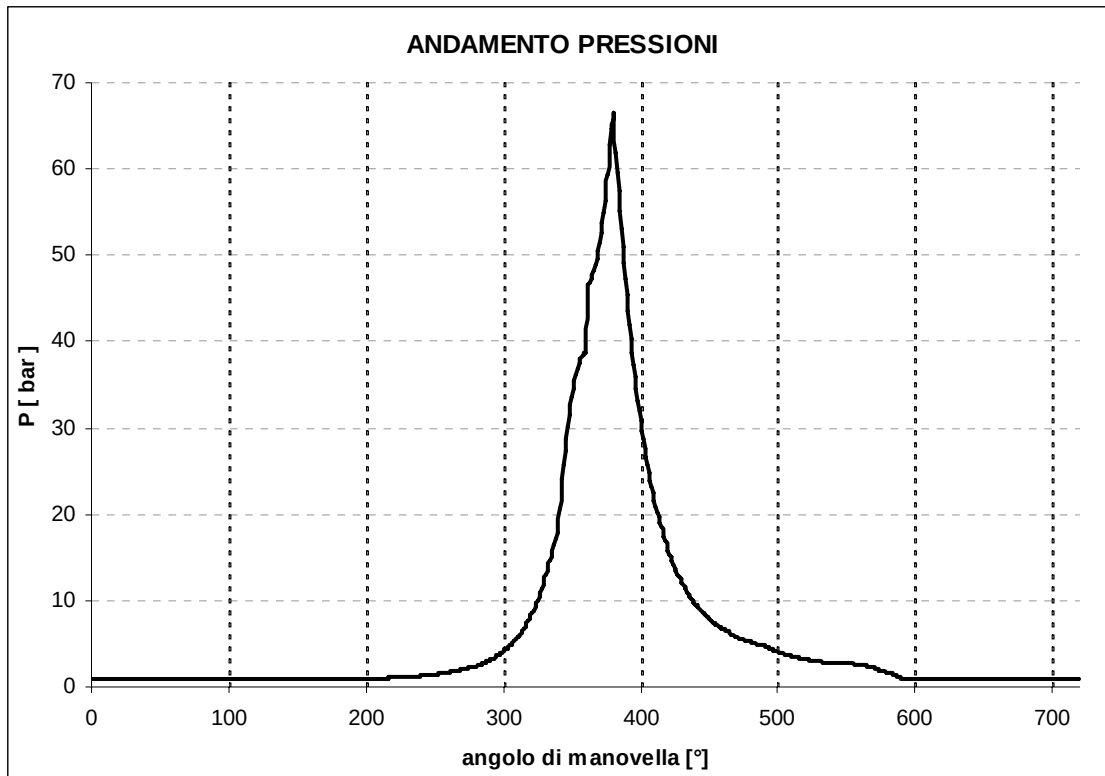
7.2 Ciclo indicato previsto

Vt	494	[cm ³]	n	12000	[RPM]
Z	2		θacc	18	° pPMS
ρ	10		ηorg	0,85	
c/d	0,472727		λv	1,1	
r/l	0,185317				
Hi	44600	[kJ / kg]			
α	15				
Φ	1				
To	20	[°C]			
Po	98	[kPa]			
k	1,4				
θs	49	° pPMI			

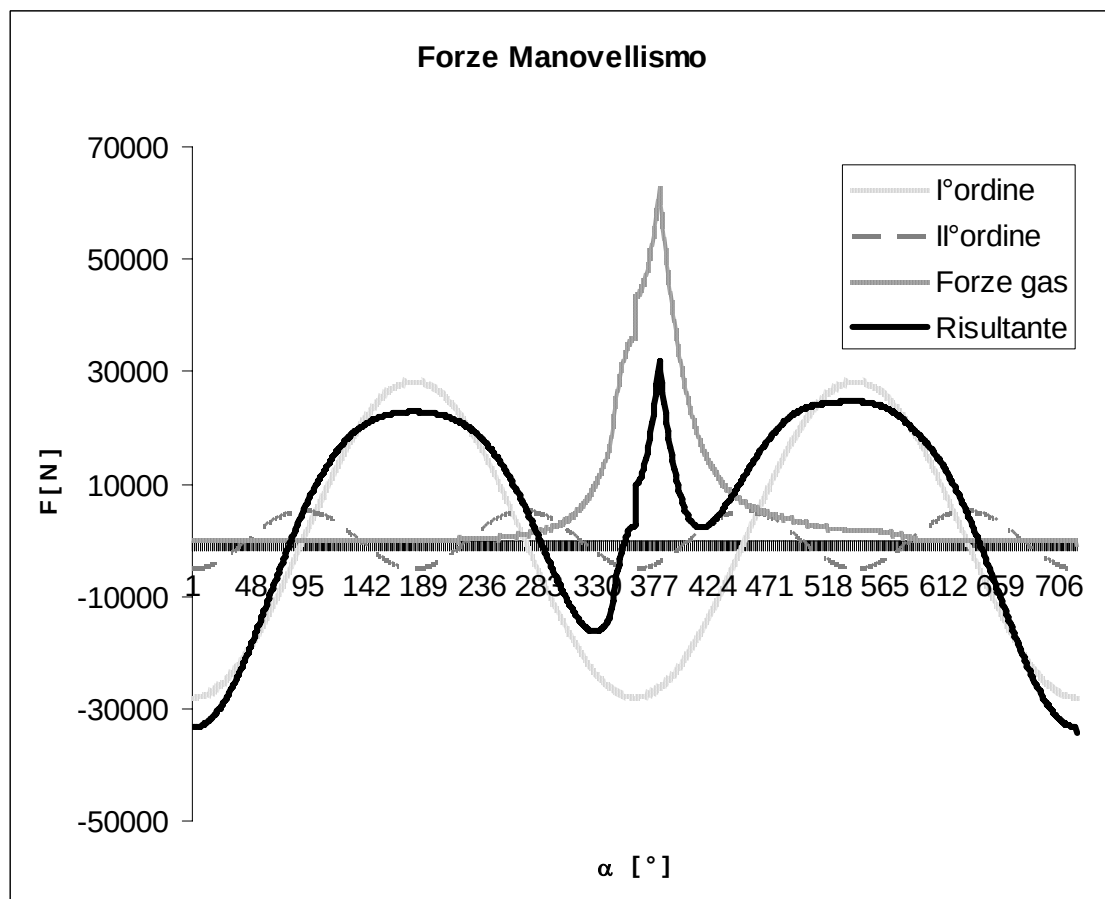
Punti di interesse

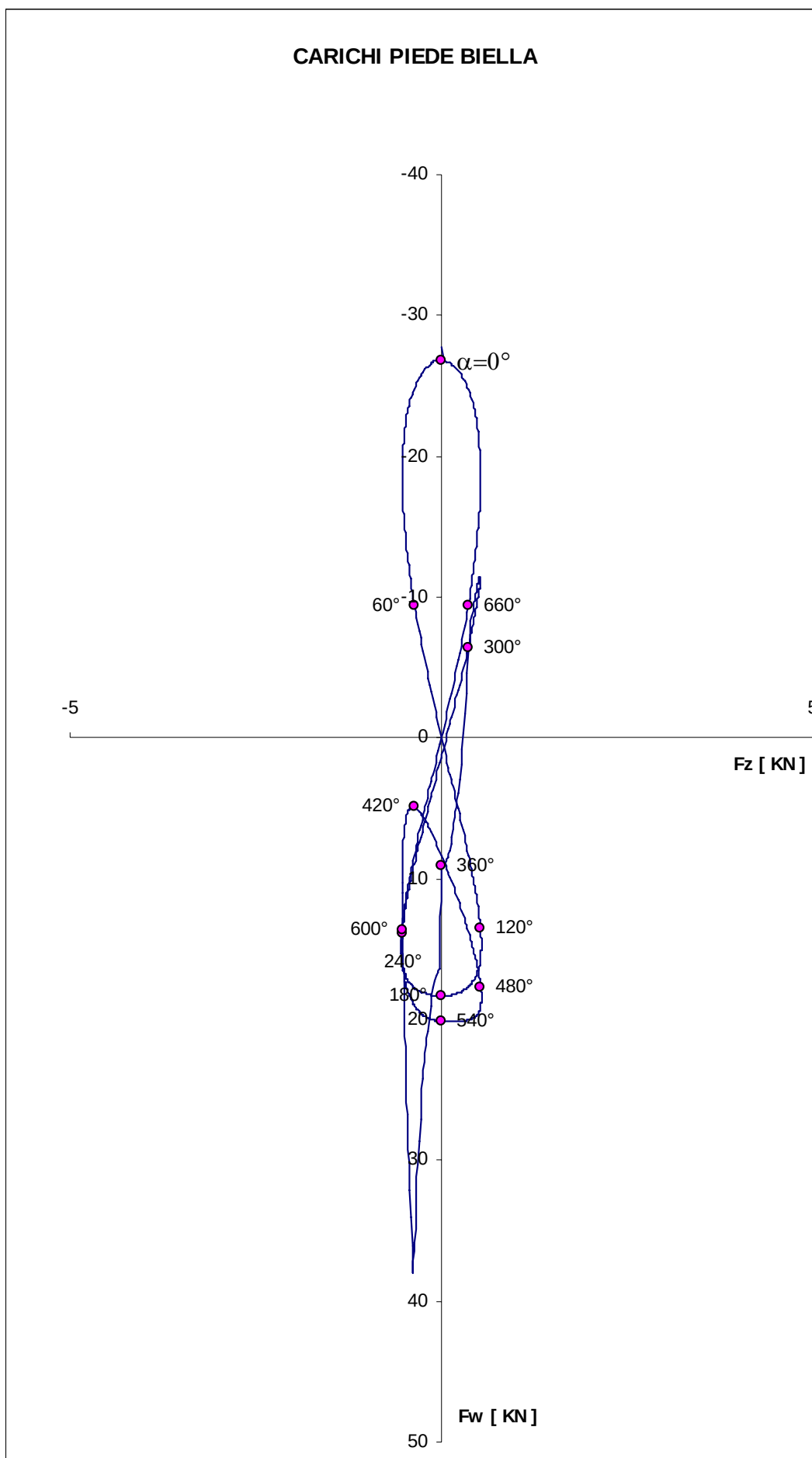
	v [m ³ /kg]	P [bar]
1	1.034209	0.937845
2	0.124726	17.54058
3	0.124826	63.90437
4	0.896348	4.740333
4'	0.124826	1.008571

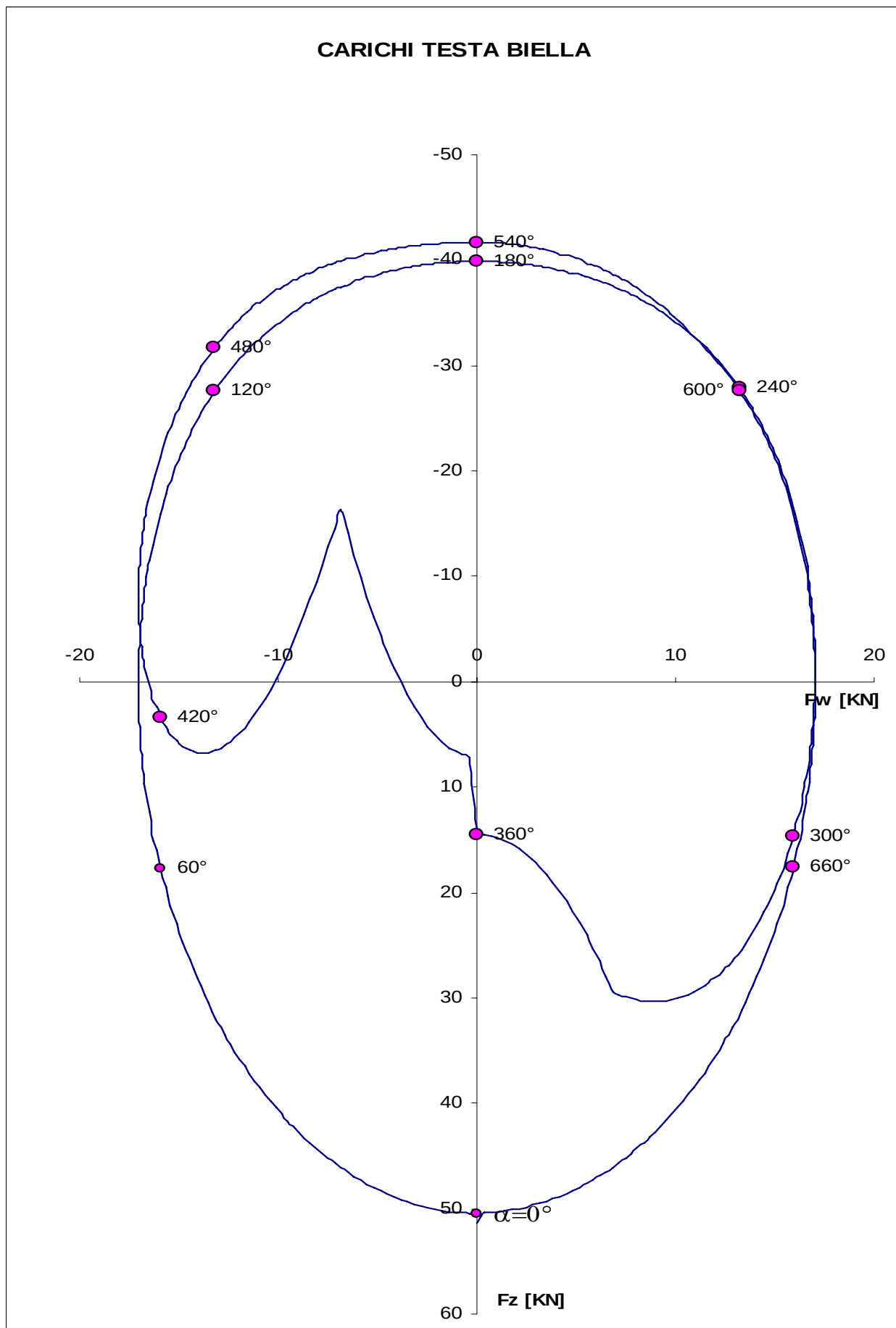




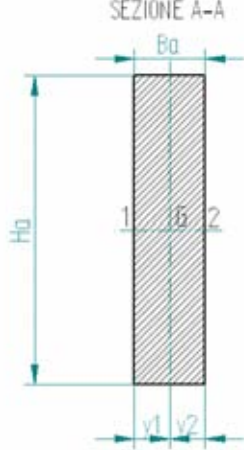
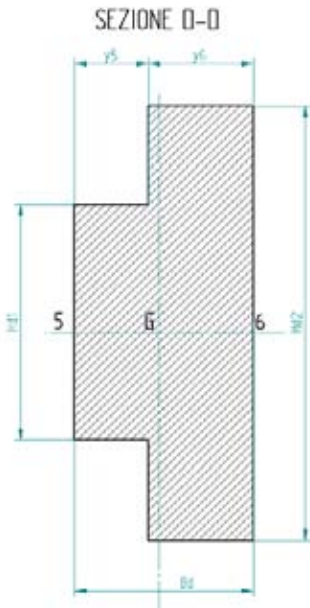
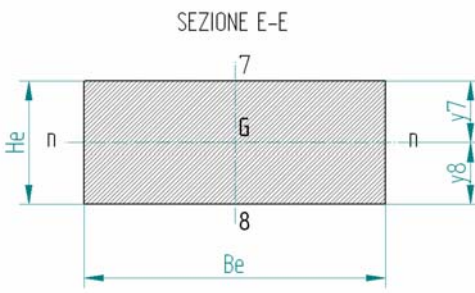
7.3 Forze agenti sul manovellismo di principale interesse



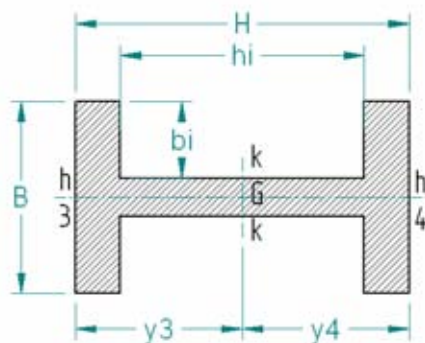
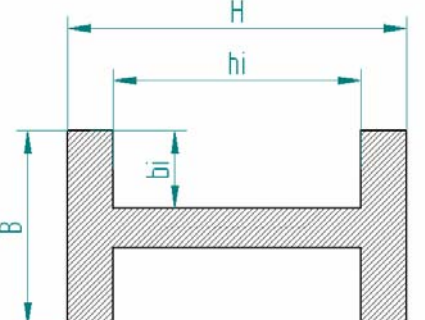
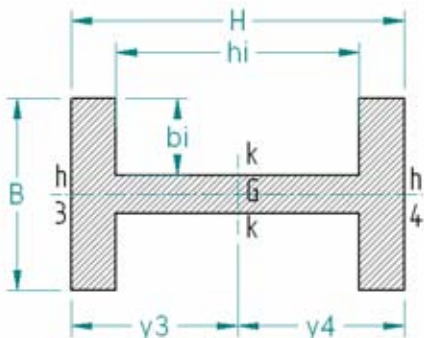




7.4 Dimensioni e sforzi sulle sezioni maggiormente sollecitate

Verifica a trazione																																														
SEZIONE A-A 	<table><tr><td>Ha</td><td>22</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ba</td><td>4</td><td>mm</td></tr><tr><td>y1</td><td>2</td><td>mm</td></tr><tr><td>y2</td><td>2</td><td>mm</td></tr><tr><td>F'</td><td>26766.42</td><td>N</td></tr><tr><td>θ</td><td>15</td><td>°</td></tr><tr><td>Aa</td><td>88</td><td>mm²</td></tr><tr><td>Ja</td><td>3549.333</td><td>mm⁴</td></tr><tr><td>Rma</td><td>14</td><td>mm</td></tr><tr><td>M'</td><td>64066.83</td><td>Nmm</td></tr><tr><td>σ_1</td><td>188.1827</td><td>Mpa</td></tr><tr><td>σ_2</td><td>115.9812</td><td>Mpa</td></tr></table>	Ha	22	mm	Ba	4	mm	y1	2	mm	y2	2	mm	F'	26766.42	N	θ	15	°	Aa	88	mm ²	Ja	3549.333	mm ⁴	Rma	14	mm	M'	64066.83	Nmm	σ_1	188.1827	Mpa	σ_2	115.9812	Mpa									
Ha	22	mm																																												
Ba	4	mm																																												
y1	2	mm																																												
y2	2	mm																																												
F'	26766.42	N																																												
θ	15	°																																												
Aa	88	mm ²																																												
Ja	3549.333	mm ⁴																																												
Rma	14	mm																																												
M'	64066.83	Nmm																																												
σ_1	188.1827	Mpa																																												
σ_2	115.9812	Mpa																																												
SEZIONE D-D 	<table><tr><td>Hd1</td><td>15</td><td>mm</td></tr><tr><td>Hd2</td><td>22</td><td>mm</td></tr><tr><td>Bd</td><td>5</td><td>mm</td></tr><tr><td>y5</td><td>10</td><td>mm</td></tr><tr><td>y6</td><td>5</td><td>mm</td></tr><tr><td>OG</td><td>30.82692</td><td>mm</td></tr><tr><td>β</td><td>45</td><td>°</td></tr><tr><td>F</td><td>50375.25</td><td>N</td></tr><tr><td>I</td><td>60</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ad</td><td>260</td><td>mm²</td></tr><tr><td>Jd</td><td>7249.167</td><td>mm⁴</td></tr><tr><td>M</td><td>206590.8</td><td>Nmm</td></tr><tr><td>σ_N</td><td>68.50131</td><td>Mpa</td></tr><tr><td>σ_5</td><td>353.4868</td><td>Mpa</td></tr><tr><td>σ_6</td><td>73.99145</td><td>Mpa</td></tr></table>	Hd1	15	mm	Hd2	22	mm	Bd	5	mm	y5	10	mm	y6	5	mm	OG	30.82692	mm	β	45	°	F	50375.25	N	I	60	mm	Ad	260	mm ²	Jd	7249.167	mm ⁴	M	206590.8	Nmm	σ_N	68.50131	Mpa	σ_5	353.4868	Mpa	σ_6	73.99145	Mpa
Hd1	15	mm																																												
Hd2	22	mm																																												
Bd	5	mm																																												
y5	10	mm																																												
y6	5	mm																																												
OG	30.82692	mm																																												
β	45	°																																												
F	50375.25	N																																												
I	60	mm																																												
Ad	260	mm ²																																												
Jd	7249.167	mm ⁴																																												
M	206590.8	Nmm																																												
σ_N	68.50131	Mpa																																												
σ_5	353.4868	Mpa																																												
σ_6	73.99145	Mpa																																												
SEZIONE E-E 	<table><tr><td>Be</td><td>22</td><td>mm</td></tr><tr><td>He</td><td>9</td><td>mm</td></tr><tr><td>y7</td><td>5</td><td>mm</td></tr><tr><td>y8</td><td>4</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ri</td><td>24</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ae</td><td>198</td><td>mm²</td></tr><tr><td>Je</td><td>1336.5</td><td></td></tr><tr><td>M</td><td>453377.2</td><td>Nmm</td></tr><tr><td>σ_7</td><td>-58.1722</td><td>Mpa</td></tr><tr><td>σ_8</td><td>46.53777</td><td>Mpa</td></tr></table>	Be	22	mm	He	9	mm	y7	5	mm	y8	4	mm	Ri	24	mm	Ae	198	mm ²	Je	1336.5		M	453377.2	Nmm	σ_7	-58.1722	Mpa	σ_8	46.53777	Mpa															
Be	22	mm																																												
He	9	mm																																												
y7	5	mm																																												
y8	4	mm																																												
Ri	24	mm																																												
Ae	198	mm ²																																												
Je	1336.5																																													
M	453377.2	Nmm																																												
σ_7	-58.1722	Mpa																																												
σ_8	46.53777	Mpa																																												

7 Risultati ottenuti

verifica a trazione																														
SEZIONE C-C 	<table><tr><td>H</td><td>26</td><td>mm</td></tr><tr><td>B</td><td>15</td><td>mm</td></tr><tr><td>hi</td><td>19</td><td>mm</td></tr><tr><td>bi</td><td>6</td><td>mm</td></tr><tr><td>y3</td><td>13</td><td>mm</td></tr><tr><td>y4</td><td>13</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ac</td><td>162</td><td>mm2</td></tr><tr><td>Jc</td><td>15111</td><td>mm4</td></tr><tr><td>σ_{cc}</td><td>310.9583</td><td>Mpa</td></tr></table>			H	26	mm	B	15	mm	hi	19	mm	bi	6	mm	y3	13	mm	y4	13	mm	Ac	162	mm2	Jc	15111	mm4	σ_{cc}	310.9583	Mpa
H	26	mm																												
B	15	mm																												
hi	19	mm																												
bi	6	mm																												
y3	13	mm																												
y4	13	mm																												
Ac	162	mm2																												
Jc	15111	mm4																												
σ_{cc}	310.9583	Mpa																												
verifica a compressione																														
SEZIONE B-B 	<table><tr><td>H</td><td>25</td><td>mm</td></tr><tr><td>B</td><td>15</td><td>mm</td></tr><tr><td>hi</td><td>19</td><td>mm</td></tr><tr><td>bi</td><td>6</td><td>mm</td></tr><tr><td>Ab</td><td>147</td><td>mm</td></tr><tr><td>Fmax</td><td>60730.36</td><td>N</td></tr><tr><td>σ_B</td><td>-413.132</td><td>Mpa</td></tr></table>			H	25	mm	B	15	mm	hi	19	mm	bi	6	mm	Ab	147	mm	Fmax	60730.36	N	σ_B	-413.132	Mpa						
H	25	mm																												
B	15	mm																												
hi	19	mm																												
bi	6	mm																												
Ab	147	mm																												
Fmax	60730.36	N																												
σ_B	-413.132	Mpa																												
verifica a flessione																														
SEZIONE C-C 	<table><tr><td>1/l_b</td><td>5.396154</td><td></td></tr><tr><td>α</td><td>79.50121</td><td>°</td></tr><tr><td>P(α)</td><td>9.6</td><td>bar</td></tr><tr><td>Q</td><td>11290.83</td><td>N</td></tr><tr><td>Mc</td><td>203240.5</td><td>Nmm</td></tr><tr><td>S</td><td>8299.2</td><td>N</td></tr><tr><td>σ_4</td><td>118.3908</td><td>Mpa</td></tr><tr><td>σ_3</td><td>-231.305</td><td>Mpa</td></tr></table>			1/l _b	5.396154		α	79.50121	°	P(α)	9.6	bar	Q	11290.83	N	Mc	203240.5	Nmm	S	8299.2	N	σ_4	118.3908	Mpa	σ_3	-231.305	Mpa			
1/l _b	5.396154																													
α	79.50121	°																												
P(α)	9.6	bar																												
Q	11290.83	N																												
Mc	203240.5	Nmm																												
S	8299.2	N																												
σ_4	118.3908	Mpa																												
σ_3	-231.305	Mpa																												
verifica al carico di punta																														
SEZIONE C-C	<table><tr><td>Jcx</td><td>8109.354</td><td>mm4</td></tr><tr><td>Pcrx</td><td>841668.4</td><td>N</td></tr><tr><td>λ</td><td>7.07515</td><td></td></tr><tr><td>Sx</td><td>14.61488</td><td></td></tr><tr><td>n</td><td>8</td><td>> Sx</td></tr></table>			Jcx	8109.354	mm4	Pcrx	841668.4	N	λ	7.07515		Sx	14.61488		n	8	> Sx												
Jcx	8109.354	mm4																												
Pcrx	841668.4	N																												
λ	7.07515																													
Sx	14.61488																													
n	8	> Sx																												

7.5 Verifica mediante diagramma di Goodman-Smith

La verifica a fatica viene eseguita costruendo il diagramma di smith e controllando che le sezioni sollecitate a carichi di flessione alternata abbiano uno sforzo minore di quello limite ammissibile.

Si calcola innanzitutto il valore di sforzo limite per flessione alterna.

$$\sigma_m = 1080 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{sn} = 785 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FAf} = 0.5 \sigma_m = 540 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FA} = \frac{\sigma_{FAf} \cdot b_2 \cdot b_3}{K_f} = \frac{540 \cdot 0.8 \cdot 0.9}{1} = 388.8 \text{ MPa}$$

Per le sezioni A-A, B-B, D-D, ed E-E, si ha $\sigma_{min}=0$ e $\sigma_{med} = \sigma_{max} / 2$, il valore di sforzo ammissibile che consente di avere una vita illimitata lo si ha nell'intersezione di una retta con pendenze K e la curva limite.

Dove σ_{max} ed σ_{med} sono le componenti di sforzo massimo e medio del ciclo di sollecitazione in una determinata sezione.e K è così definito:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{mad}} = 2$$

Nel caso delle sezioni appena considerate il valore di sforzo ammissibile per avere una vita illimitata del pezzo risulta essere:

$$\sigma_{lim} = 572 \text{ MPa}$$

La sezione C-C durante un ciclo di sforzo è soggetta ad una sollecitazione di compressione, una di flessione, e una di trazione.

Il ciclo di sforzo può essere così caratterizzato:

$$\sigma_{Max} = 118 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Min} = -231 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Med} = 40 \text{ MPa}$$

e pertanto:

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{mad}} = 2.95$$

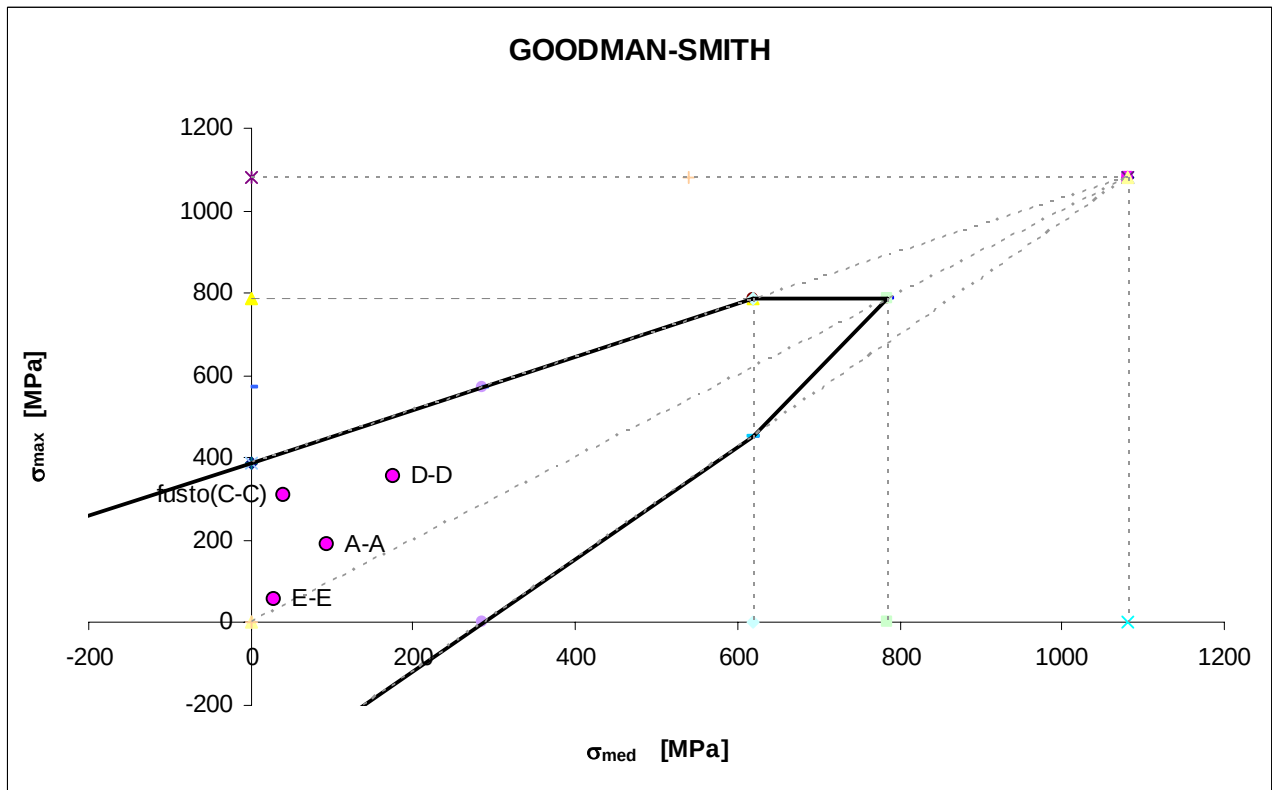
$$\sigma_{lim} = 423 \text{ MPa}$$

Per la verifica statica a trazione e compressione la σ_{lim} sarà pari al carico di snervamento del materiale che nel nostro caso è di 785 MPa

Per tutte le sezioni e verifiche si procede col calcolo del fattore di sicurezza definito come

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{max}}$$

La verifica ha esito positivo se $\eta > 1$.



VERIFICA DI RESISTENZA						
Sezione	Tipo verifica	sforzo_max [MPa]	Sforzo_min [MPa]	Sforzo_med [MPa]	Sforzo ammissibile [MPa]	η
A-A	Flessione alternata	188.2	0.0	94.1	571.8	3.0
B-B	Compressione statica	413.1	-	-	785.0	1.9
C-C	Trazione statica	311.0	-	-	785	2.52
	Flessione Alterna	118.4	-231.3	39.8	423.5	1.4
D-D	Trazione alternata	353.5	0.0	176.7	571.8	1.6
E-E	Flessione Alterna	58.2	0.0	29.1	571.8	9.8
		Forza [N]	Fcritica [N]	Sicurezza		
C-C	Carico di punta	60730.4	841668.4	13.9		

8 Disegno del pezzo

8.1 Descrizione della geometria

Note le quote che garantiscono una resistenza illimitata della biella si procede con il disegno completo del pezzo.

Il disegno viene realizzato con un software di disegno CAD-3D in questo preciso caso si tratta di Solid-Edge v17.

La biella viene realizzata in presso-colata pertanto la geometria necessita di ampi raggi di raccordo per garantire una geometria realizzabile anche dopo l'inevitabile ritiro di materiale che avviene in fase di solidificazione.

Inoltre si discutono i seguenti accorgimenti:

L'occhio di biella viene raccordato al fusto per evitare concentrazioni di sforzo che inevitabilmente esistono in spigoli vivi e che potrebbero portare a rottura il pezzo durante l'esercizio.

I raccordi tra il fusto e la testa vengono applicati in modo che vi sia materiale sufficiente a resistere alla temuta sollecitazione di flessione che si ha in fase di quadratura.(colpo di frusta).

Il cappellotto viene fissato al resto della biella mediante due viti M10 quindi è necessario prevedere e disegnare le rispettive filettature.

Vengono applicati un foro di diametro 3mm sull'occhio in modo da consentire una parziale raccolta dell'olio spruzzato sul cielo del pistone, che servirà a garantire una corretta lubrificazione del relativo cuscinetto.

8.2 Immagini del pezzo

Vengono di seguito riportate alcune immagini del pezzo ultimato illustranti i relativi particolari.



Figura 10 *dettaglio foro lubrificazione*

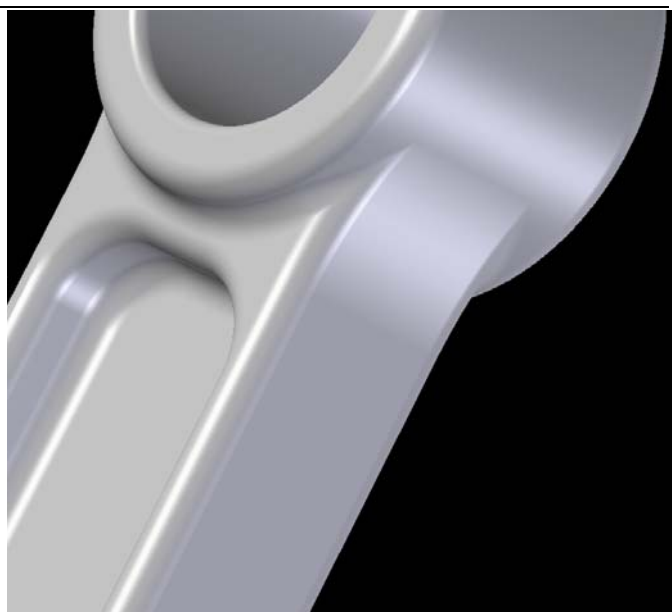


Figura 12 *raccordo tra fusto e occhio di biella*

Figura 11 *biella completa*

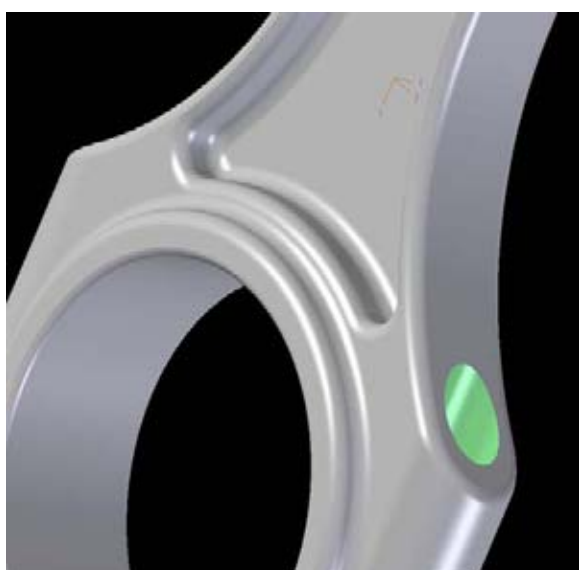


Figura 14 *Testa di biella*

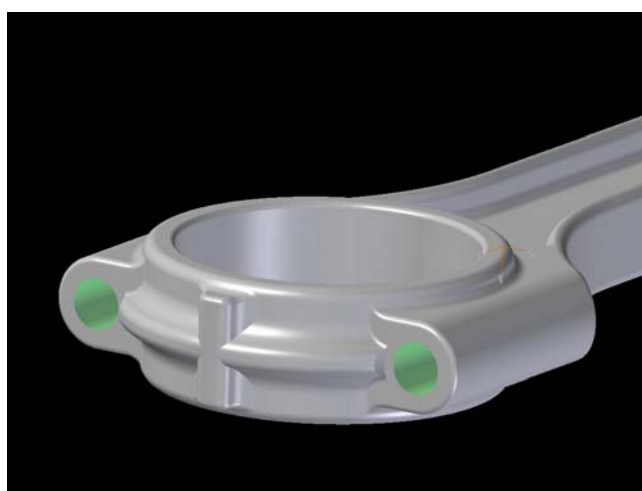


Figura 13 *cappellotto*

9 Analisi agli elementi finiti

Al fine di ottimizzare la geometria viene svolta un'analisi ad elementi finiti, una volta noto lo stato di sforzo è possibile verificare con maggiore precisione la resistenza del pezzo e quindi sarà possibile modificarne la geometria in modo da ridurre il peso (obiettivo principale) senza compromettere la resistenza meccanica.

Per le analisi viene impiegato un software commerciale di analisi FEM, in questo caso si utilizza ABAQUS v6.5.

Le verifiche da sostenere sono le stesse svolte in maniera analitica nel capitolo 5.

Non volendo il raggiungimento del carico di snervamento si può omettere una accurata analisi plastica, si ritiene sufficiente descrivere il comportamento elastico del materiale (vedere cap 6).

NOTA: i valori riportati in seguito sono espressi in unità di misura del sistema internazionale dunque in Pa

9.1 Compressione massima

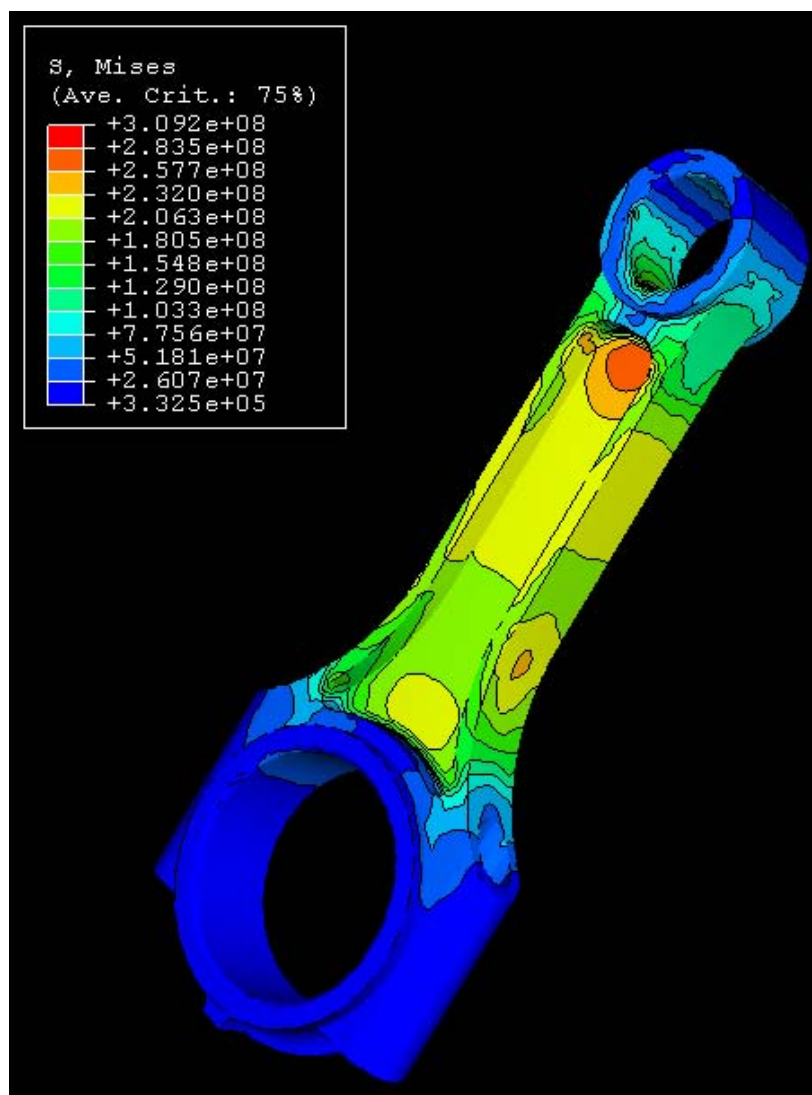


Figura 15 stato di sforzo in condizioni di compressione massima

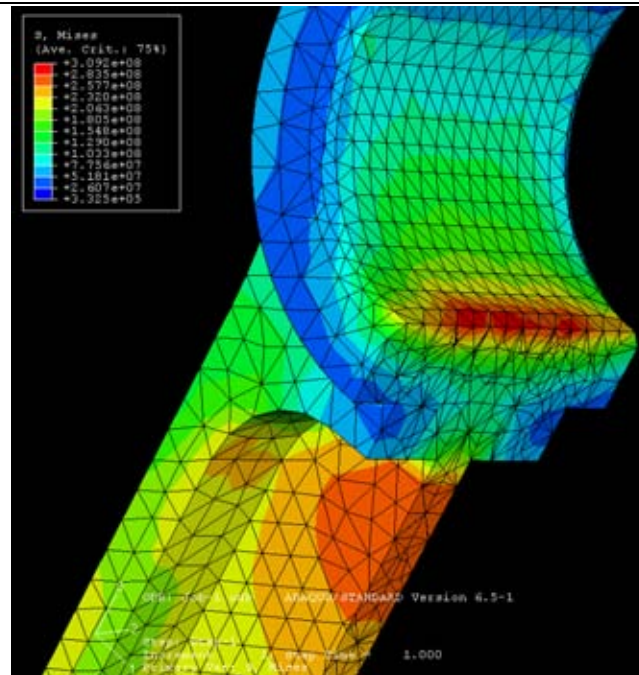


Figura 16 zone maggiormente sollecitate dalle compressioni

9.2 Trazione massima

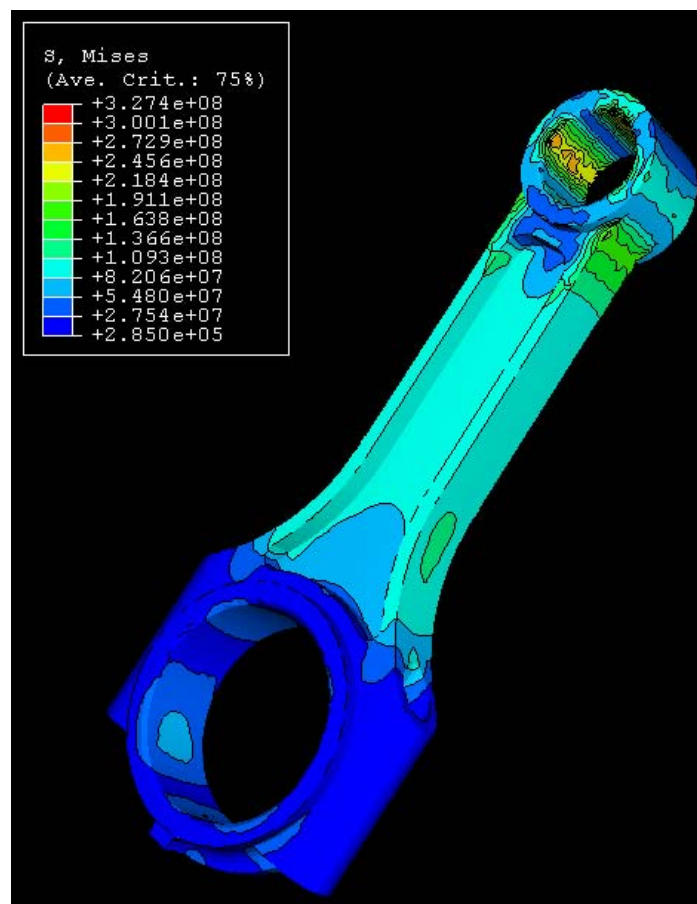


Figura 17 stato di sforzo dovuto alla massima trazione

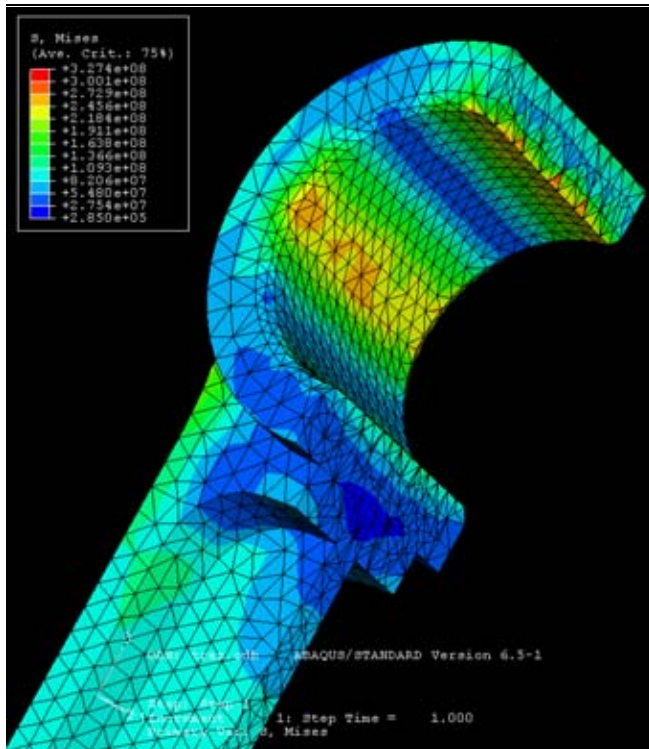


Figura 18 Occhio sottoposto a trazione

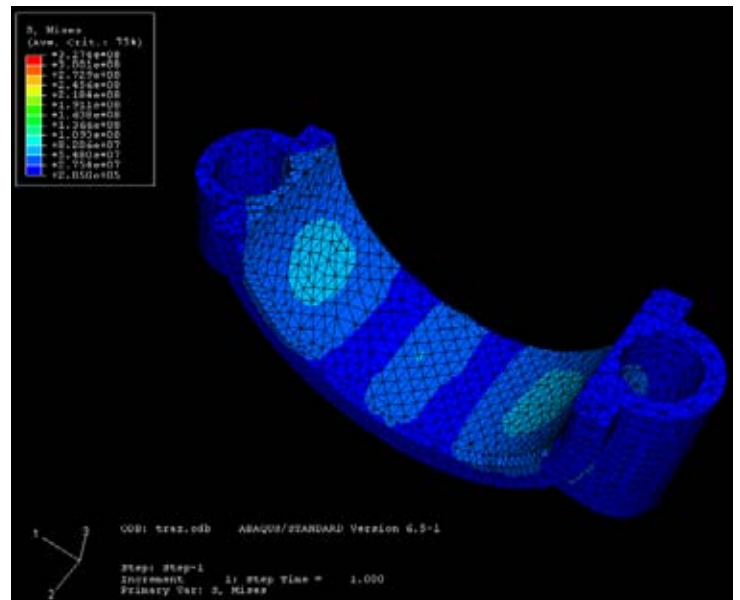


Figura 19 Cappellotto sottoposto a trazione

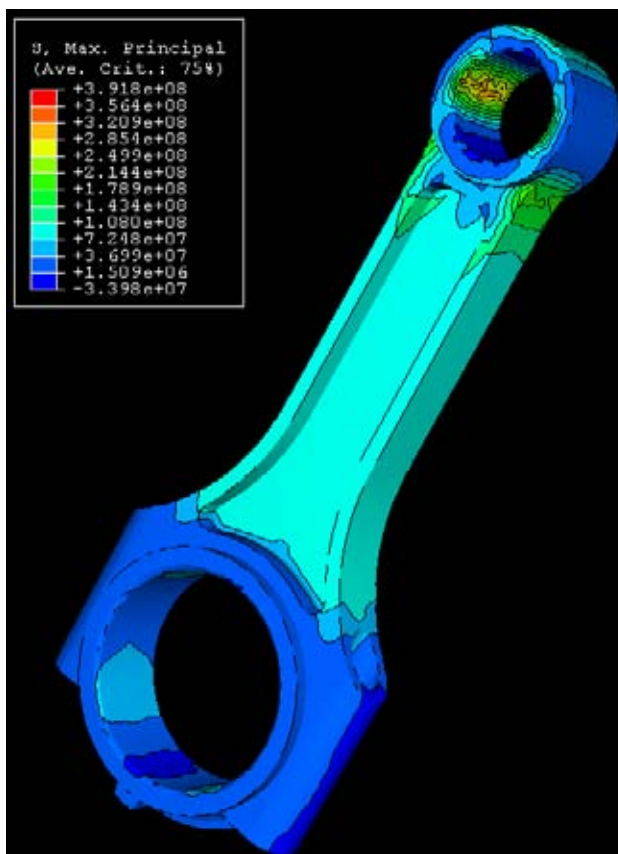


Figura 21 sforzi principali massimi per la trazione

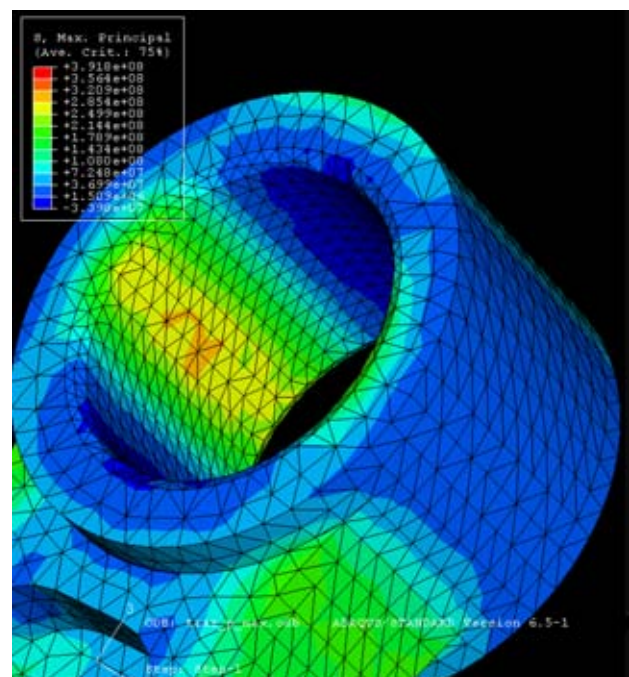


Figura 20 sforzi principali massimi sull'occhio di biella in trazione massima

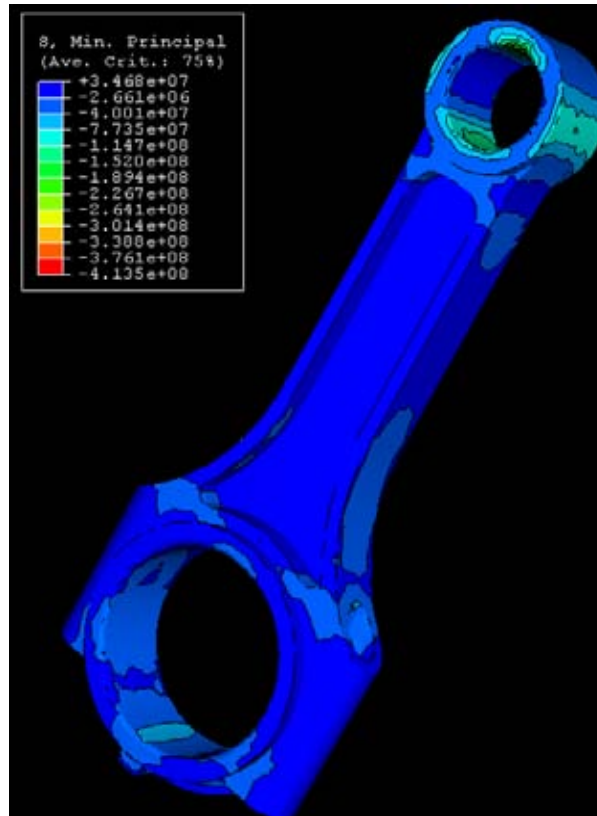


Figura 22 sforzi massimi principali dovuti alla trazione

9.3 Flessione massima

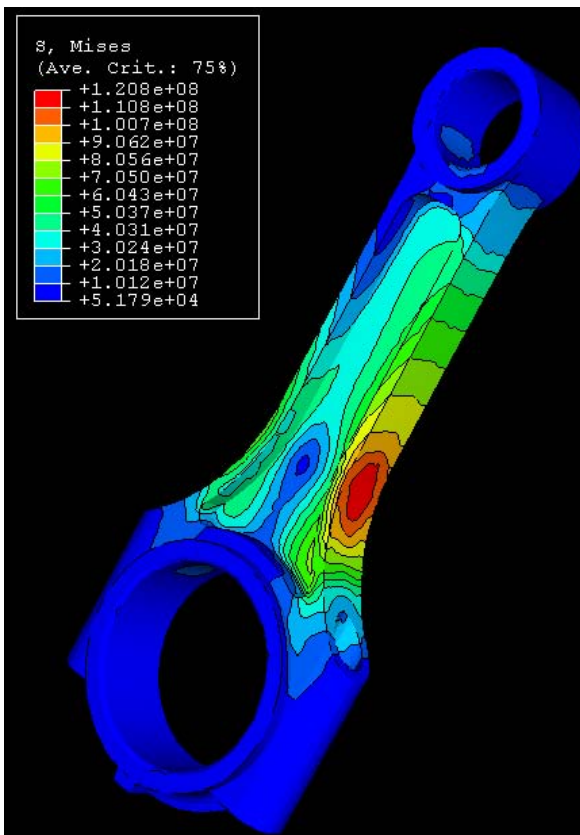


Figura 24 sforzo in fase di quadratura

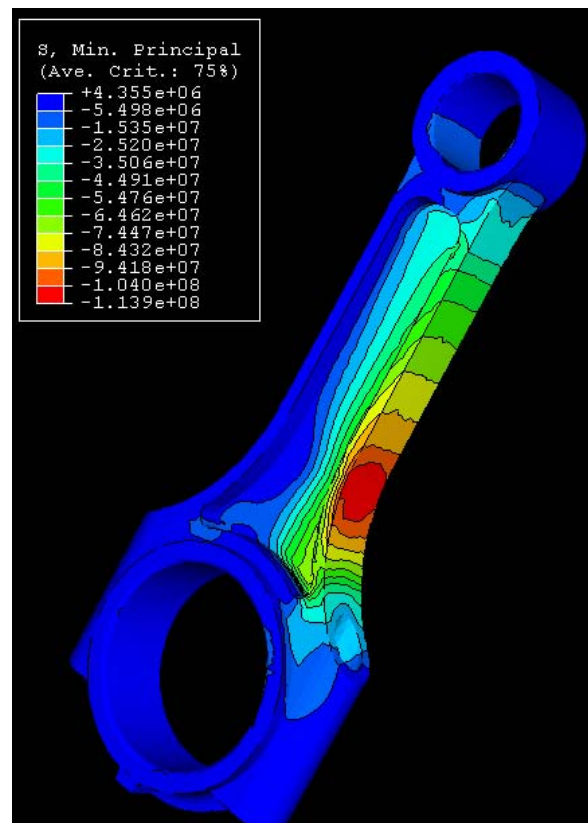


Figura 23 sforzi principali minimi i fase di quadratura

9.4 Compressione a 12000 RPM

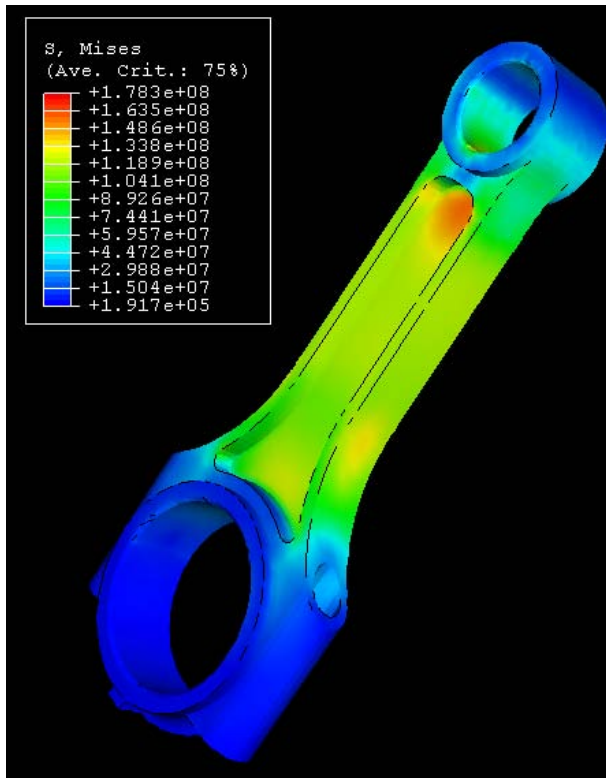


Figura 26 compressione a 12000 rpm

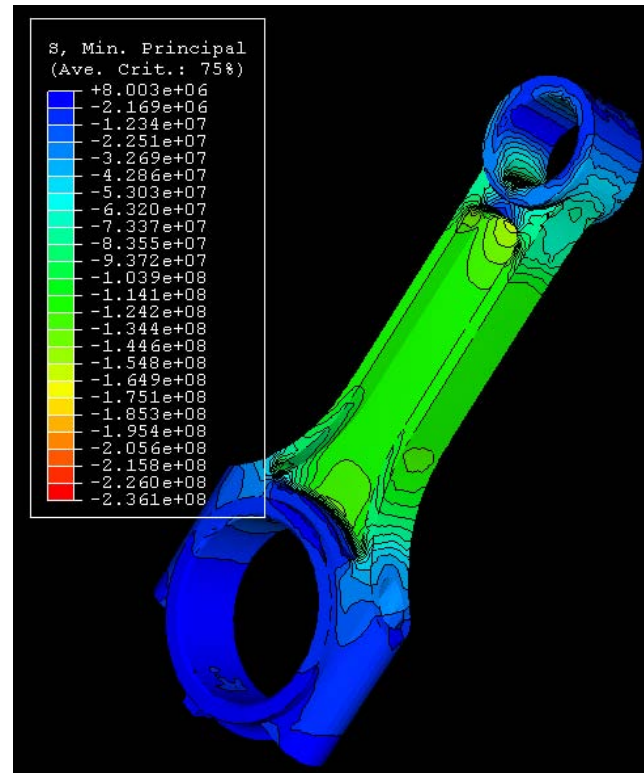


Figura 25 Sforzi principali_minimi dovuti alla compressione a 12000 RPM

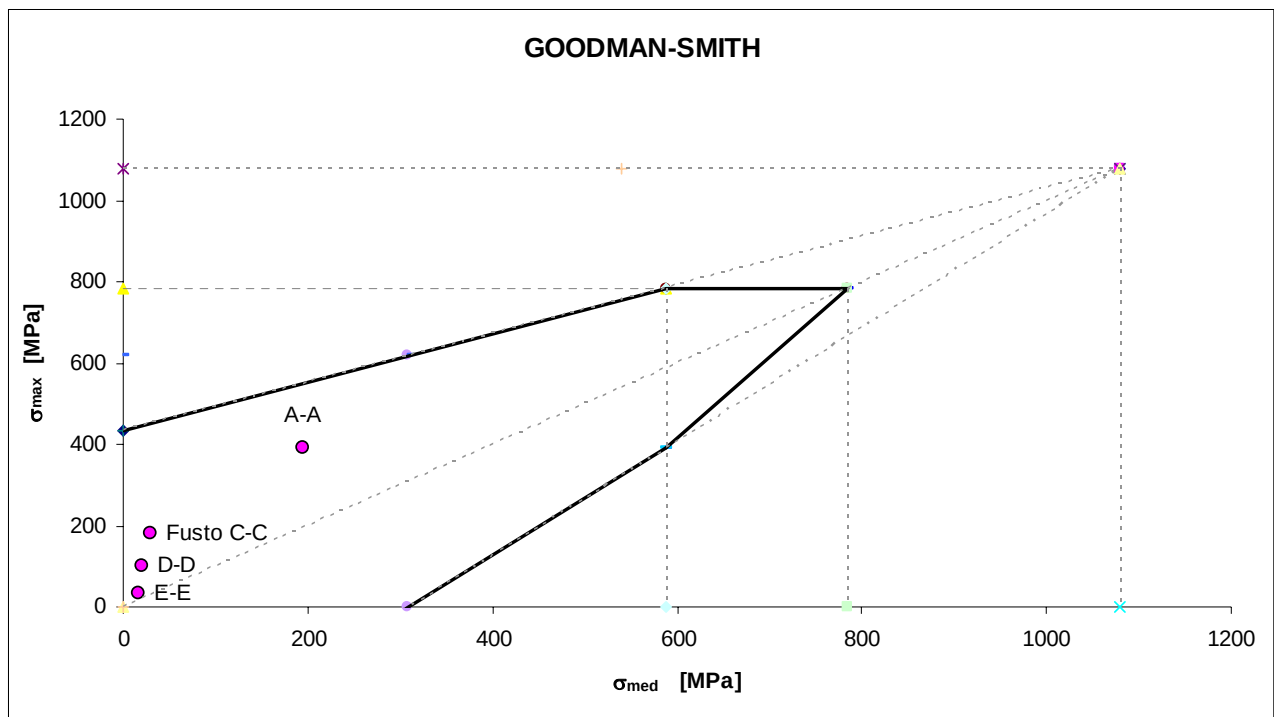
9.5 Verifica a fatica mediante FEM

Per la verifica a fatica si procede mediante Diagramma di Smith facendo alcuni accorgimenti alla procedura illustrata nel paragrafo 7.4.

I coefficienti di riduzione (b_3 e K_f) venivano impiegati per la determinazione del valore della tensione ammissibile. Nota la reale distribuzione di sforzo questi coefficienti perdono il loro significato di conseguenza si calcolerà:

$$\sigma_{FAFEM} = \sigma_{FAf} \cdot b_2 = 432 \text{ MPa}$$

I valori degli sforzi massimi e minimi vengono dedotti dalle analisi degli sforzi principali massimi e minimi effettuate mediante FEM (figure 21, 24, 26), mantenendo invariate le caratteristiche del materiale si procede con la verifica di resistenza mediante Smith come illustrato nel paragrafo 7.5



VERIFICA DI RESISTENZA						
Sezione	Tipo verifica	sforzo_max [MPa]	Sforzo_min [MPa]	Sforzo_med [MPa]	Sforzo ammissibile [MPa]	η _{FEM}
A-A	Flessione alternata	390.0	0.0	195.0	617.1	1.6
B-B	Compressione statica	310.0	-	-	785.0	2.5
C-C	Trazione statica	100.0	-	-	785.0	7.9
	Flessione Alterna	180.0	-120.0	30.0	480.0	2.7
D-D	Trazione alternata	100.0	-60.0	20.0	490.9	4.9
E-E	Flessione Alterna	34.0	0.0	17.0	617.1	18.2
		Forza [N]	Fcritica [N]	Sicurezza		
C-C	Carico di punta					

Conclusioni

La biella progettata presenta un peso di circa 400g, che risulta essere di circa 150g inferiore a quanto ipotizzato a inizio progetto. Si renderebbe quindi necessario ripetere i calcoli delle forze agenti sulla biella considerando il peso effettivo di 400g, infatti un peso inferiore avrà come conseguenza una riduzione delle forze di inerzia che sollecitano a trazione la biella (tali forze sono direttamente proporzionali al peso stesso della biella).

Si noti che la nuova forza che sollecita la biella a trazione che risulta essere di 43 KN è di soli 7 KN inferiore a quella attuale. Data la piccola variazione della forza (quindi anche dello stress di trazione) si possono ritenere accettabili le dimensioni attuali senza apportare nessuna modifica alla geometria. Questa scelta è in favore della sicurezza quindi non viene compromessa la resistenza della biella (ulteriori modifiche comporterebbero solamente una riduzione irrisoria del peso).

Confrontando i valori di resistenza calcolati mediante relazioni analitiche (capitolo 5) e quelli dedotti da analisi FEM è stato possibile evidenziare un carico minore rispetto a quello calcolato per la sezione D-D, tale discordanza permette di operare un alleggerimento di tale sezione riducendone le dimensioni (per esempio y5 vedere tabella pag 43). Per quanto riguarda le altre sezioni non si registrano grandi discordanze. La analisi FEM in zone di geometria complessa, come appunto la sezione D-D, permette di evidenziare con maggior precisione il reale stato di sforzo e la relativa distribuzione. Va prestata particolare attenzione ad una eventuale discordanza immotivata tra il calcolo analitico e il calcolo mediante FEM. Un errore di quest'ultimo infatti non è da escludere. Basta infatti utilizzare una meshatura errata per compromettere il risultato dell'intera analisi. Per ovviare al problema, data anche la nostra iniziale scarsa dimestichezza con il software abacus, si è deciso di prendere in considerazione i risultati dell'analisi solo se sufficientemente confermati dai calcoli teorici. Alla fine comunque non abbiamo trovato grandissime variazioni tra i risultati se non in punti critici come la sezione D-D.

Il livello di ottimizzazione da raggiungere dipende principalmente dall'impiego che avrà il motore: per motori destinati alla trazione stradale si ottimizza in favore della sicurezza in quanto è necessario che la biella resista anche a sollecitazioni (periodiche e aperiodiche) non prevedibili per tutto l'arco di utilizzo, per esempio quelle causate da urti dovuti ai giochi.

Nel caso il motore sia destinato alle competizioni invece l'ottimizzazione sarà in favore della leggerezza e si assumeranno coefficienti di sicurezza η il più possibili prossimi all'unità. Anche il valore di sforzo massimo ammissibile a fatica sarà maggiore in quanto non si progetta il pezzo a vita finita e non illimitata, la durata della biella è pari alla durata della competizione. Volendo dunque progettare la biella a vita limitata si renderà necessario disporre delle curve di Wohler del materiale e quindi noto il tempo di vita (espresso in milioni di cicli) si ricaverà il valore di sollecitazione ammissibile a fatica σ_{Fa} con il quale si costruirà il diagramma di Smith come descritto nel capitolo 5.

Appendice A.1 Coefficienti per il calcolo delle proprietà termodinamiche di miscele

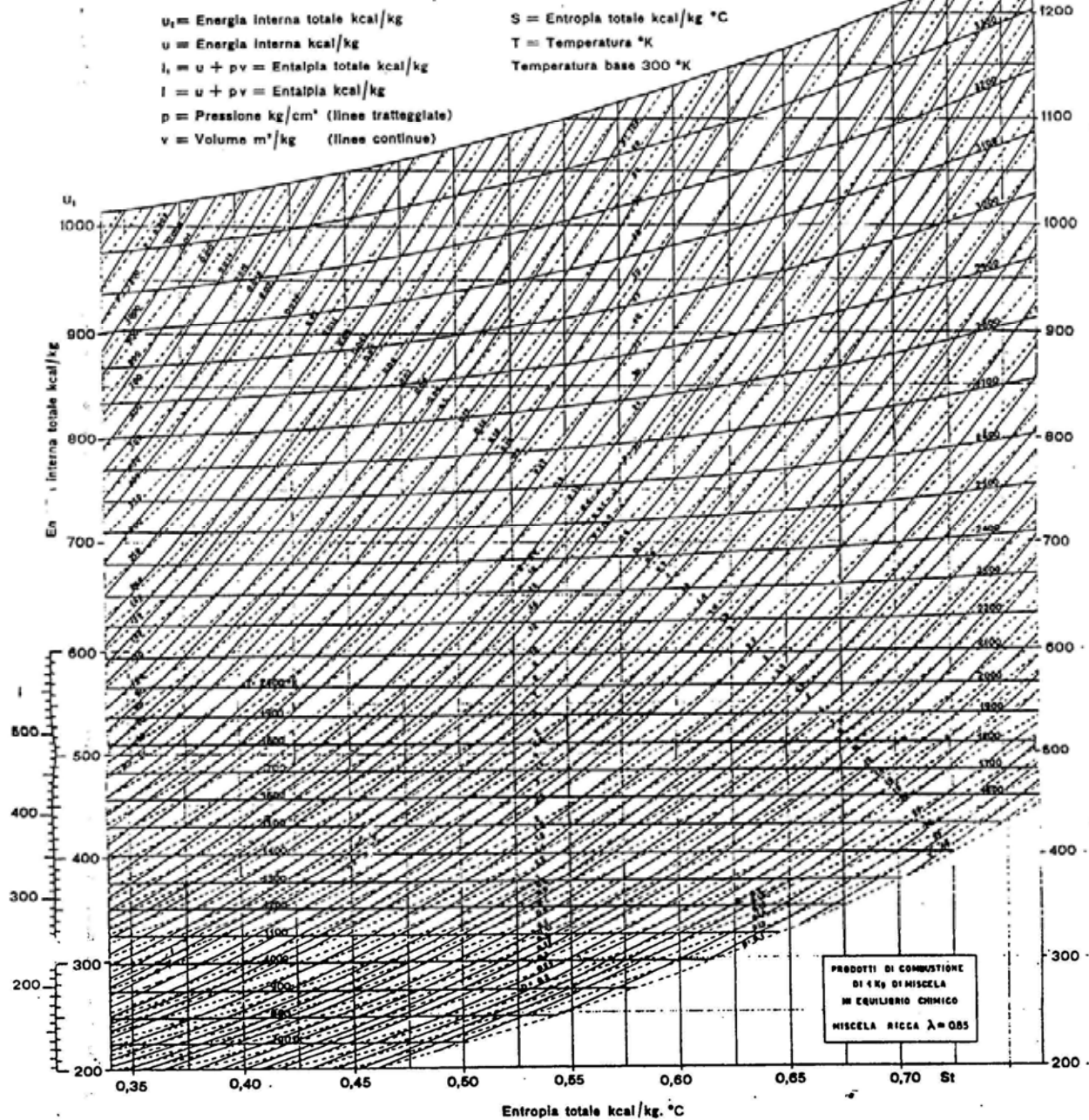
COEFFICIENTI PER IL CALCOLO DELLE PROPIETA TERMODINAMICHE DI MISCELE										
NOME	fase	MM	r	H° _f	S[25°]	Tc[K]	Pc [Pa]	polar	linear	Xin dry air
CH4	1	16	0	-7.49E+07	1.86E+05	190.55	4.70E+06	0	-1	0
C7H16	1	100	0	-1.88E+08	4.28E+05	540.25	2.74E+06	-1	1	0
CO	1	28	0	-1.11E+08	1.98E+05	132.92	3.57E+06	1	1	0
CO2	1	44	0	-3.94E+08	2.14E+05	304.19	7.53E+06	0	1	0.0003
H	1	1	0	2.18E+08	1.15E+05	0	0	-1	0	0
H2	1	2	0	0	1.31E+05	32.98	1.32E+06	0	1	0
H2O	1	18	0	-2.42E+08	1.89E+05	647.29	2.21E+07	1	-1	0
N	1	14	0	4.73E+08	1.53E+05	0	0	-1	0	0
N2	1	28	0	0	1.92E+05	126.26	3.47E+06	0	1	0.7809
NO	1	30	0	9.03E+07	2.11E+05	180.25	6.67E+06	1	1	0
NO2	1	46	0	3.31E+07	2.40E+05	431.35	1.03E+07	0	-1	0
O	1	16	0	2.49E+08	1.61E+05	0	0	-1	0	0
O2	1	32	0	0	2.05E+05	154.77	5.18E+06	0	1	0.2095
OH	1	17	0	3.90E+07	1.84E+05	100	100	0	1	0

1000 --:-- 5000 K							
NOME	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
CH4	2.4E+00	8.7E-03	-2.8E-06	4.0E-10	-2.1E-14	-1.0E+04	6.0E+00
C7H16	2.3E+01	3.3E-02	-1.1E-05	1.7E-09	-9.6E-14	-3.4E+04	-9.4E+01
CO	3.0E+00	1.5E-03	-5.8E-07	1.0E-10	-6.9E-15	-1.4E+04	6.3E+00
CO2	4.5E+00	3.1E-03	-1.2E-06	2.3E-10	-1.6E-14	-4.9E+04	-9.9E-01
H	2.5E+00	0.0E+00	0.0E+00	0.0E+00	0.0E+00	2.5E+04	-4.6E-01
H2	3.1E+00	5.7E-04	1.4E-08	-2.5E-11	2.9E-15	-8.7E+02	-1.8E+00
H2O	2.6E+00	3.2E-03	-9.3E-07	1.3E-10	-7.5E-15	-3.0E+04	7.2E+00
N	2.4E+00	1.3E-04	-9.1E-08	2.3E-11	-1.4E-15	5.6E+04	4.5E+00
N2	2.9E+00	1.6E-03	-6.3E-07	1.1E-10	-7.8E-15	-8.9E+02	6.4E+00
NO	3.2E+00	1.3E-03	-5.3E-07	9.6E-11	-6.5E-15	9.8E+03	6.7E+00
NO2	4.6E+00	2.5E-03	-1.1E-06	2.0E-10	-1.4E-14	2.3E+03	1.3E+00
O	2.5E+00	-1.2E-05	-1.3E-08	6.9E-12	-6.4E-16	2.9E+04	5.0E+00
O2	3.6E+00	7.5E-04	-2.0E-07	3.4E-11	-2.4E-15	-1.2E+03	3.7E+00
OH	2.9E+00	1.0E-03	-2.2E-07	2.0E-11	-3.9E-16	3.9E+03	5.6E+00

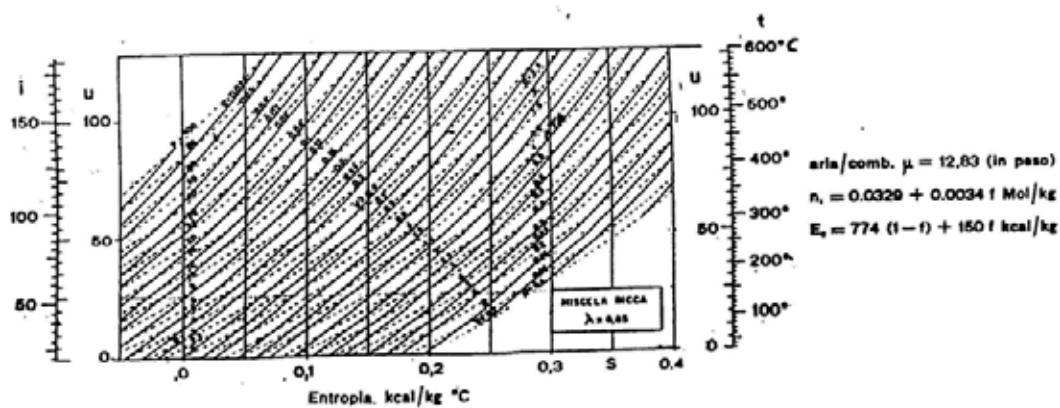
300 --:-- 1000 K							
NOME	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
CH4	2.9E+00	2.6E-03	7.8E-06	-4.9E-09	2.0E-13	-1.0E+04	4.6E+00
C7H16	3.0E+00	5.4E-02	2.2E-05	-5.4E-08	2.1E-11	-2.6E+04	1.8E+01
CO	3.7E+00	-1.6E-03	3.7E-06	-2.0E-09	2.4E-13	-1.4E+04	3.0E+00
CO2	2.4E+00	8.7E-03	-6.6E-06	2.0E-09	6.3E-16	-4.8E+04	9.7E+00
H	2.5E+00	0.0E+00	0.0E+00	0.0E+00	0.0E+00	2.5E+04	-4.6E-01
H2	3.4E+00	5.0E-04	-2.3E-07	-4.8E-10	4.9E-13	-1.0E+03	-3.5E+00
H2O	4.2E+00	-1.8E-03	5.9E-06	-4.9E-09	1.5E-12	-3.0E+04	-7.3E-01
N	2.5E+00	-3.1E-09	8.3E-12	8.9E-15	3.8E-18	5.6E+04	4.2E+00
N2	3.7E+00	-1.4E-03	2.9E-06	-1.2E-09	-1.4E-14	-1.1E+03	2.2E+00
NO	4.0E+00	-3.4E-03	8.0E-06	-6.1E-09	1.6E-12	9.7E+03	3.0E+00
NO2	3.5E+00	2.1E-03	6.7E-06	-9.6E-09	3.6E-12	2.8E+03	8.3E+00
O	3.0E+00	-2.3E-03	4.0E-06	-3.3E-09	1.0E-12	2.9E+04	2.6E+00
O2	3.8E+00	-3.0E-03	9.9E-06	-9.8E-09	3.3E-12	-1.1E+03	3.6E+00
OH	3.9E+00	-1.3E-03	1.6E-06	-5.2E-10	4.2E-14	3.6E+03	3.4E-01

**Appendice A.2 Diagramma delle proprietà
termodinamiche di aria più vapori di eptano e dei
prodotti di combustione degli idrocarburi**

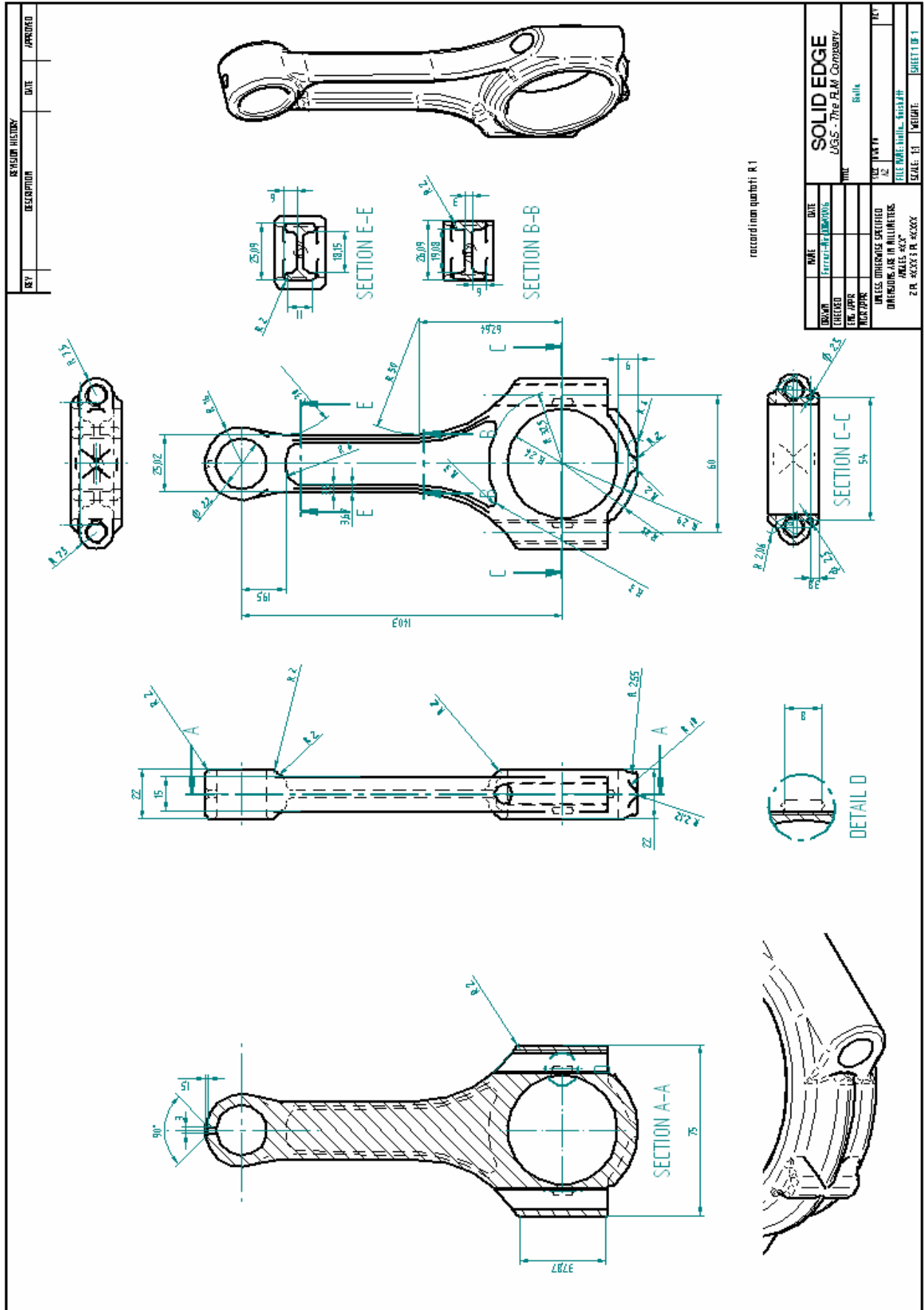
PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DEI PRODOTTI DI COMBUSTIONE
DEGLI IDROCARBURI (C, H_{16})₁



PROPRIETÀ TERMODINAMICHE DELLE MISCELE DI ARIA E VAPORI DI EPTANO



Appendice B Tavola quotata del pezzo



Bibliografia

- [1] Appunti Prof Picone corso *Progettazione Meccanica Motori* Politecnico di milano www.pmm.tk
- [2] Claudio Gianini, *'La progettazione Strutturale con il calcolatore'* ,ATHENA Audiovisual Modena 2003 pp 231-242.
- [3] *Esercitazione 7 ,corso Macchine II prof Consonni (Politecnico di milano 2006.)*
- [4] Giancarlo Ferrari, *'Motori a combustione interna', Edizioni il Capitello Torino 2001, pp 381-438.*
- [5] Giuseppe Bocchi, *'Motori a quattro tempi', Ulrico HOELPI Editore Milano 1998 pp 255-315.*
- [6] *'Manuale Cremonese di Meccanica', Edizioni Cremonese 1999.*
- [7] P.Davoli, L.Vergani, S.Beretta, M.Guagliano, S.Baragetti, *'Costruzioni di macchine 1', McGraw-Hill pp 136-152.*
- [8] S.L.Straneo, R.Consorti, *'Disegno di Costruzioni Meccaniche' vol.2, Giuseppe Principato MILANO 1971 pp 292-297.*