

Posizione attuale del motore a doppio effetto

L'applicazione del sistema a doppio effetto nella costruzione dei motori di grande potenza è stata studiata dai Costruttori molte decine di anni or sono, non appena i primi risultati dei motori a semplice effetto permisero di prevedere che le macchine a combustione avrebbero avuto un sicuro sviluppo nella propulsione navale.

Come in altri casi la spinta iniziale ebbe occasione dalle necessità di costruzioni di guerra e così già nel 1917 la marina germanica promosse la costruzione di cilindri e motori sperimentali presso le ditte Krupp e Man.

Questi primi tentativi non ebbero felici risultati non essendo in quel momento del tutto conosciuto nemmeno il funzionamento pratico dei motori a semplice effetto.

Le prime applicazioni in scala industriale si ebbero a partire dal 1925 e se queste prime macchine, alcune delle quali di dimensioni assai rilevanti, non risultarono a lunga scadenza soddisfacenti, tanto che la maggior parte di esse vennero in prosieguo di tempo sostituite con motori a doppio effetto di tipo più moderno, fu raggiunto un risultato assai notevole agli effetti di acquistare esperienza per nuove costruzioni.

Il motore a doppio effetto può ritenersi abbia raggiunto una sufficiente maturità nel periodo compreso fra il 1935 e il 1940; il progresso nel campo mercantile è stato rallentato in seguito alla guerra, che per contro portò a realizzazioni molto audaci nel campo delle costruzioni leggere destinate alla propulsione del naviglio militare.

Il motore a doppio effetto è oggi esclusivamente costruito secondo il ciclo a 2 tempi, essendo stato del tutto abbandonato già da molti anni, in seguito

a risultati negativi dovuti alla eccessiva complicazione, il ciclo a 4 tempi. E per la stessa ragione anche lo stesso ciclo a due tempi potrà riuscire ad imporsi definitivamente, soltanto se esso potrà essere realizzato nella forma costruttiva più elementare.

Sta di fatto che se oggi il motore a doppio effetto in molti campi armatoriali non gode di buona fama, questo è dovuto a nostro avviso al fatto che molti esemplari sono stati costruiti da una nota ditta secondo uno schema eccessivamente complicato e che assomma nello stesso cilindro le caratteristiche del motore a doppio effetto elementare con quello del motore a stantuffi opposti. E' fuori dubbio che questa costruzione, per quanto ingegnosa e ben realizzata meccanicamente, non possa godere la simpatia di molti armatori ed ancora meno di quella dei loro macchinisti addetti alla condotta ed ai servizi di manutenzione.

Per contro noi riteniamo che, se il motore a doppio effetto viene realizzato con minime varianti rispetto ai concetti costruttivi di un motore a 2 tempi di tipo semplice con lavaggio per feritoie, potremo avere una macchina capace di conquistare e mantenere il suo posto in tutte quelle applicazioni in cui i vantaggi di minore ingombro, minor peso, capacità di maggiore potenza e minor prezzo, la rendono più conveniente.

Allo scopo di chiarire, in confronto al motore a semplice effetto, la posizione di quello a doppio effetto costruito secondo i precedenti criteri, e allo scopo di studiarne le caratteristiche costruttive, i vantaggi e gli inconvenienti, esamineremo qui di seguito, sulla scorta della nostra esperienza e delle nostre realizzazioni, i due tipi di motore.

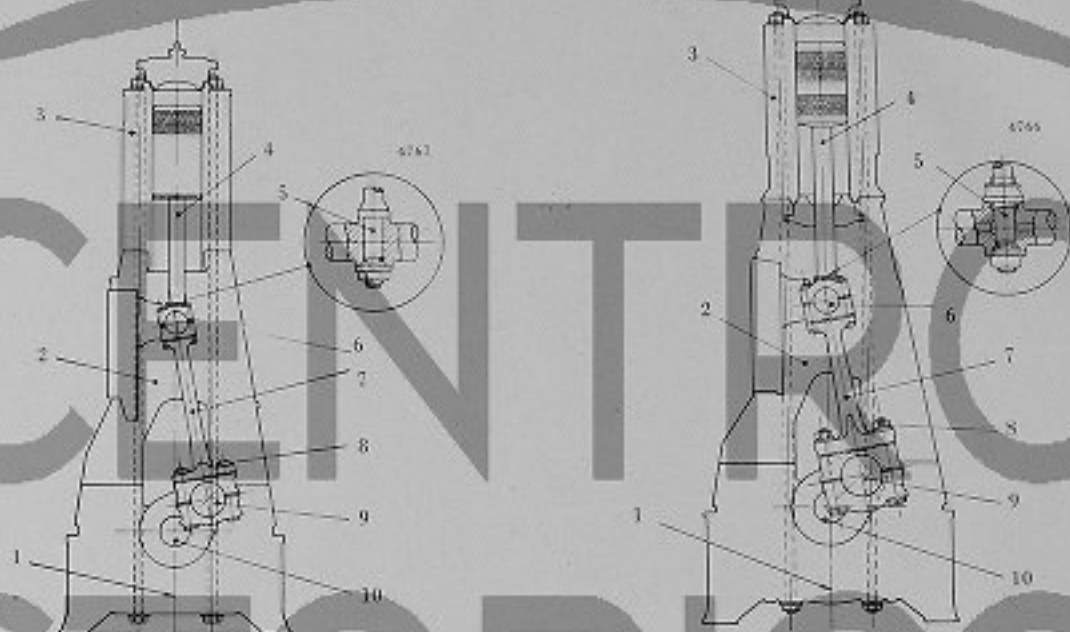
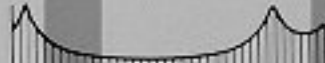
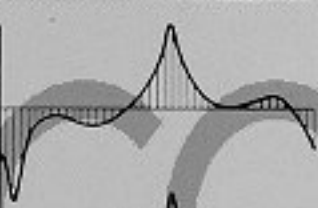
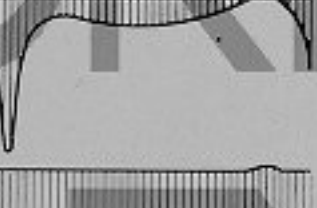
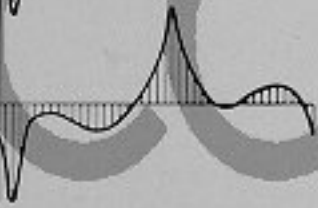
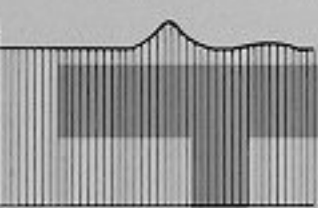
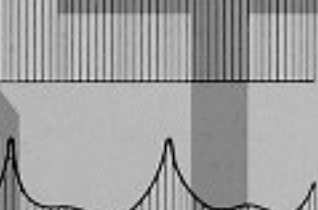
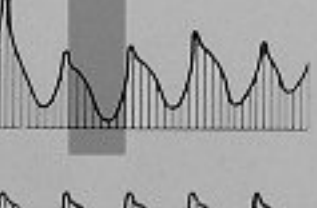
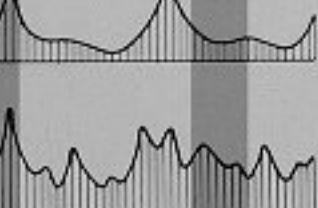
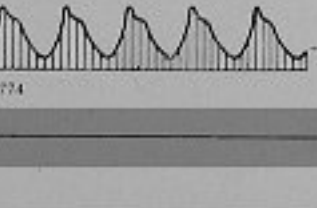
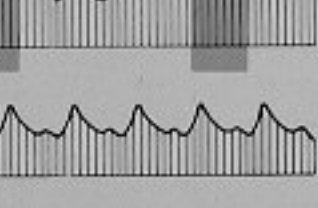


Fig. 1 - Motore a semplice effetto e motore a doppio effetto. Organi principali e loro diagrammi di sollecitazione durante un giro dell'albero a manovelle. (I diagrammi si riferiscono tutti a motori con 5 cilindri uniformemente sfasati e sono riportati nella stessa scala: 1 cm uguale a 3 Kg/mm² di sollecitazione)

a) PARTI FISSE

PARTE	Tipo di sollecitazione	SEMPLICE EFFETTO	DOPPIO EFFETTO
1 Basamento (sezione in mezzzeria della tra- versa).	Flessione alterna, indotta dai carichi variabili sui cuscinetti o cappelli di banco, sulle colonne e sui montanti, i cui effetti si sovrappongono a quelli del peso proprio del mo- tore.		
2 Incastella- tura (montanti)	Compressione, dovuta alla chiusura iniziale delle colonne, alleviata dalla combustione nell'ef- fetto superiore, aumen- tata dalla combustione nell'effetto inferiore.		
3 Tiranti (colonne)	Trazione, risultante della spinta dei gas, del ser- raggio di chiusura e delle deformazioni elastiche dell'incastellatura duran- te il funzionamento.		

4775

ORGANO	Tipo di sollecitazione	SEMPLICE EFFETTO	DOPPIO EFFETTO
4 Asta di stantuffo (fusto)	Compressione nel semplice effetto, compressione e trazione nel doppio effetto, dovute all'azione dei gas ed all'inerzia dello stantuffo.		
5 Coda di fissaggio dell'asta	Trazione, dovuta alla chiusura iniziale e, nel doppio effetto, alla combustione nella camera inferiore. Si sovrappone l'effetto delle deformazioni elastiche della testa croce durante il funzionamento.		
6 Perno di testa croce	Flessione, dovuta alla pressione dei gas e all'inerzia delle parti sovrastanti.		
7 Fusto di biella	Compressione nel semplice effetto, compressione e trazione nel doppio effetto, come per l'asta.		
8 Bulloni di testa biella	Trazione dovuta alla chiusura e, nel doppio effetto, alla combustione nell'effetto inferiore.		
9 Perno di manovella (ultimo di un motore a 5 cilindri)	Flessione dovuta alla pressione dei gas e all'inerzia del manovellismo.		
	Flessione come sopra + torsione effetto della coppia motrice dei cilindri precedenti.		
10 Perno di banco (ultimo di un motore a 5 cilindri)	Torsione effetto della somma delle coppie motrici dei cilindri precedenti.		

Sollecitazioni meccaniche.

Nella figura 1 abbiamo riportato lo schema costruttivo del motore a semplice e doppio effetto quale può essere oggi costruito impiegando sistema di lavaggio e scarico nella parte inferiore del cilindro.

Nella tabella allegata abbiamo riunito l'andamento degli sforzi che si hanno nell'ossatura e negli organi principali dei due motori durante il funzionamento.

A maggior chiarimento aggiungeremo le seguenti osservazioni:

a) Motore a semplice effetto.

Gli sforzi derivanti dalla pressione massima di combustione sono di compressione per le parti mobili: stantuffi, aste e bielle, di trazione sugli organi fissi che collegano il cilindro al basamento, di flessione nei perni di testa a croce e sul basamento, di flessione e torsione sull'albero a manovelle.

L'asta dello stantuffo e la biella sono assoggettati a sforzi di compressione molto variabili, ma sempre nello stesso senso. Tali sforzi inducono sollecitazioni con variazioni percentuali assai forti, per cui si deve tenere conto di un coefficiente abbastanza notevole di fatica per compressione, specialmente se vi sia a temere presenza di umidità o di vapori acidi.

L'ossatura fissa del motore è soggetta a trazione in quei motori in cui non vi è collegamento diretto mediante tiranti fra la testata del cilindro e la parte inferiore del basamento; essendo però in genere l'ossatura stessa costituita da ghisa, materiale meno sensibile alle variazioni di forma e di sezione, ed in genere assai largamente proporzionata, non sono da aversi particolari preoccupazioni.

Ciò nonostante molti costruttori, e noi stessi fra questi, preferiscono un collegamento diretto, mediante tiranti di acciaio, messi preventivamente in tensione fra cilindro e basamento; in questo caso gli sforzi dovuti alla combustione si sovrappongono alla tensione iniziale dei tiranti e alla compressione dei montanti inducendo nei tiranti una maggiore sollecitazione e scaricando la compressione iniziale nei montanti. Il rischio della fatica è però trascurabile trattandosi di oscillazioni di modesta entità.

I perni di testa a croce salvo qualche variazione dovuta all'inerzia in motori veloci, lavorano a flessione secondo un diagramma analogo a quello della

compressione delle aste e bielle; analogo andamento hanno le sollecitazioni composte di flessione e torsione indotte da ogni singolo cilindro nell'albero a gomito.

I bulloni dei cuscinetti di banco e biella non trasmettono sforzi, almeno nei motori lenti, e sono soggetti solo al carico costante della chiusura di montaggio.

In qualunque modo considerato, essendovi in ogni caso sollecitazioni variabili in più o in meno ma nello stesso senso, il progetto degli organi principali del motore a semplice effetto non presenta oggi difficoltà; il calcolo e l'esperienza già da molti anni hanno dettato le norme principali di proporzionamento, ed anche i pezzi di forma relativamente più complessa quali l'asta dello stantuffo e la biella non danno preoccupazioni.

b) Motore a doppio effetto.

La costruzione del motore a doppio effetto dà luogo per contro ad andamento di sforzi e distribuzione di carichi notevolmente diversi.

Alle azioni del motore a semplice effetto quali si hanno in conseguenza della pressione applicata nella camera di combustione superiore si aggiungono, una volta per giro, azioni analoghe, ma in senso opposto, dovute alla pressione derivante dalla camera di combustione inferiore.

L'asta dello stantuffo, soggetta a compressione nella corsa discendente, viene assoggettata a trazione di circa pari entità nella corsa ascendente. Questi sforzi di pressione e trazione sollecitano alternativamente quella parte di asta compresa fra la testa croce e lo stantuffo, si sommano invece alla tensione iniziale di serraggio in quella parte di asta che costituisce il collegamento con la testa croce. Nella zona dell'asta nella quale si ha il passaggio fra i due tipi di sollecitazione si hanno condizioni particolarmente delicate e non sempre facilmente prevedibili, come i primi costruttori hanno dovuto apprendere a proprie spese.

Analoghe condizioni si hanno nella biella soggetta alternativamente a sforzi di trazione e compressione, nel perno di testa croce a sua volta alternativamente inflesso in senso opposto.

E' noto che il limite di resistenza alla fatica per parti sollecitate alternativamente nei due sensi è molto più basso rispetto a quando si abbiano sollecitazioni massime equivalenti, ma contenute in un senso solo; questo esalta in modo particolare l'importanza delle concentrazioni di sforzi che si

hanno nei raccordi, discontinuità di sezione ecc. ed impone particolari accorgimenti per assicurare la resistenza dei pezzi.

L'incastellatura, se del tipo senza tiranti, ha sollecitazioni alterne di trazione e compressione, mentre se invece vi è collegamento mediante tiranti, alla tensione iniziale di essi, si sovrappongono variazioni cicliche più accentuate rispetto a quanto avviene nel motore a semplice effetto.

Le traverse del basamento per effetto degli sforzi sui cuscinetti e del peso del motore vengono anche esse assoggettate a variazioni complesse di sollecitazioni, poco pericolose data la minima entità e la minore sensibilità della ghisa alla fatica.

La singola manovella dell'albero a gomito, a differenza degli altri elementi del motore è invece sollecitata sempre nella stessa direzione, ma a frequenza doppia; e agli effetti della fatica, l'albero si trova in condizioni praticamente equivalenti a quello del motore a semplice effetto.

I cuscinetti principali di biella e di banco sono soggetti tutti ad azione alterna; questo mette sotto carico tutti i cappelli dei cuscinetti che nel motore a semplice effetto praticamente non vengono mai a contatto coi relativi perni. Sotto questo riguardo il metallo dei cuscinetti lavora in condizioni più favorevoli in quanto l'alternarsi degli sforzi, provocando il distacco dei perni dalle rispettive superfici di appoggio, ne facilita la lubrificazione.

I bulloni dei cuscinetti di biella e quelli dei cappelli di banco devono essere proporzionati per trasmettere gli sforzi di trazione dell'effetto inferiore; si hanno sforzi variabili che si sovrappongono alla loro tensione di chiusura.

Occorrerà segnalare il fatto che a parità di potenza rispetto ad un cilindro a s. e. un cilindro a doppio effetto potrà essere costruito con diametro inferiore, il che comporta per tutte le parti dimensioni alquanto minori. Questo è un vantaggio agli effetti della resistenza a fatica essendo noto che questa aumenta col diminuire le dimensioni dei pezzi.

Essendo ben definite le sollecitazioni che si esercitano sulle parti principali del motore a doppio effetto, è da chiedersi come sia avvenuto che alcune di esse ed in modo speciale l'asta dello stantuffo siano state soggette nei primi motori costruiti a ripetute avarie.

La causa di questo non è dovuta tanto all'ignoranza degli sforzi a cui questi pezzi sono soggetti, quanto alla scarsa esperienza che in quei tempi si

aveva sulle sollecitazioni effettive che i detti sforzi inducono nelle zone più tormentate dei pezzi, sui limiti di resistenza dei materiali a fatica e sulla profonda influenza che sui limiti stessi hanno l'andamento degli sforzi e l'ambiente entro cui i materiali si trovano.

Oggi la situazione è completamente mutata, si conoscono per ogni materiale, per ogni tipo di sollecitazioni e per ogni condizione di lavoro i limiti di resistenza a fatica, e si dispone di mezzi atti ad aumentare in modo notevole, anche soltanto localmente, la resistenza stessa. Inoltre si ritiene oggi sia dal punto di vista teorico che da quello pratico di poter prevedere con sufficiente approssimazione le sollecitazioni locali che si hanno nelle zone più critiche; mezzi di misura statici e dinamici permettono il rilievo delle sollecitazioni stesse permettendo di controllare le previsioni della teoria.

Il problema può essere quindi bene impostato nelle sue premesse, e disponiamo di mezzi occorrenti alla sua risoluzione.

Disegno e costruzione dei pezzi maggiormente sollecitati.

Limitiamo il nostro esame a quelle parti che sono assoggettate a sollecitazioni di tipo realmente più pericoloso quali: l'asta dello stantuffo, la biella, i bulloni dei cuscinetti principali, la testa croce; le altre parti del motore dal punto di vista meccanico possono essere trattate praticamente con gli stessi criteri impiegati nel motore a semplice effetto.

Asta dello stantuffo. — L'asta dello stantuffo richiede in primo luogo dalla parte superiore un doppio dispositivo di attacco per le due testate dello stantuffo.

Molti costruttori hanno risolto questo problema con un disegno dell'estremità dell'asta più o meno complicato, ma diverso da quello impiegato nei motori a semplice effetto.

Da parte nostra abbiamo preferito disegnare per la testata inferiore un attacco che fosse il duplicato di quello che serve per il collegamento della testata superiore. Le due testate sono attaccate all'asta mediante due separate flangie; per quanto forse un po' costosa, questa soluzione si è dimostrata soddisfacente.

Per l'attacco dell'asta alla testa croce abbiamo due disegni che consideriamo in pratica equivalenti: essi sono rappresentati nella fig. 2.

Il primo comporta un attacco con doppio dado ed è quello che finora è stato maggiormente impiegato sia da noi che dagli altri costruttori. Ha il vantaggio della facilità di regolazione della posizione dello stantuffo rispetto al cilindro e quello di richiedere il minor diametro dell'asta in corrispondenza del passaggio attraverso la scatola di tenuta.

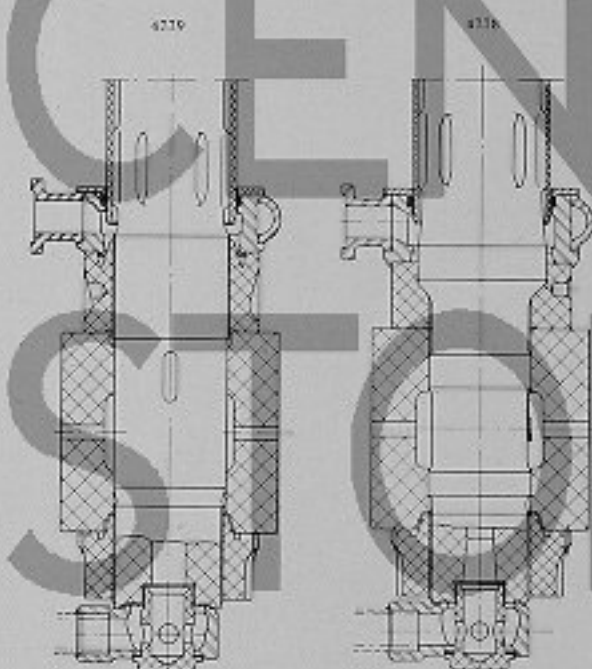


Fig. 2 - Attacco dell'asta alla testa a croce

Ha il suo punto debole in corrispondenza dei filetti più alti del dado superiore. E' questa la zona critica dell'asta in cui essa termina di essere per così dire incastrata nella testa croce e in cui la tensione di serraggio iniziale nella zona compresa fra i due dadi cessa e la sollecitazione cambia di andamento come dai diagrammi 5 e 6 della fig. 1.

E' necessaria la massima cura nel disegno del filettaggio e nel raccordo della sua ultima spira colla parte cilindrica dell'asta; il diametro di quest'ultima deve essere inferiore al diametro interno del filetto, il dado superiore deve essere disegnato con sufficiente elasticità in modo da rendere più graduale possibile il passaggio delle linee di forza fra

l'asta e il dado stesso. Per aumentare la resistenza a fatica in questa parte dell'asta sono impiegati diversi sistemi quali la nitrurazione del filettaggio, la rollatura e lucidatura dei filetti e della zona di raccordo con la parte cilindrica. Questo ultimo sistema viene da noi impiegato con ottimi risultati.

Interessante notare come, per quanto il diametro dell'asta in corrispondenza del dado inferiore sia minore di quello in corrispondenza del dado superiore, le condizioni di resistenza della sezione minore siano tanto più favorevoli così che malgrado il maggior valore della sollecitazione, mai, per quanto ci risulta, è stata segnalata la rottura di un'asta in corrispondenza del dado inferiore.

Il secondo disegno da noi impiegato elimina il dado superiore ingrossando localmente il diametro dell'asta ed appoggiandolo alla testa croce direttamente o per mezzo di un pezzo interposto, con una sede conica debitamente raccordata con la coda che porta il dado inferiore.

Questa soluzione dà probabilmente luogo ad una minore concentrazione di sforzo, ma richiede un diametro di asta leggermente superiore: permette un più agevole smontaggio dello stantuffo.

La parte conica e la zona di raccordo sottostante viene trattata come il filettaggio: il raccordo deve essere eseguito secondo profilo parabolico ben liscio e possibilmente indurito superficialmente mediante rollatura.

L'asta dello stantuffo non deve essere per nessuna ragione forata trasversalmente nella zona maggiormente sollecitata; è noto che molte avarie sopravvenute in motori di altri tipi sono state attribuite alla presenza di fori praticati in posizione non adatta per il passaggio dell'olio o dell'acqua di raffreddamento dello stantuffo. E' da preferire il raffreddamento mediante olio, in quanto l'acqua abbassa di molto il limite di fatica, e l'aggiunta di appositi additivi, destinati a renderla inattiva agli effetti della corrosione, non sempre è efficace.

Aggiungiamo che l'asta deve essere costruita con materiale di buona qualità esente da scorie e difetti; non occorre un carico di rottura molto elevato essendo forse preferibile un materiale che presenti un buon allungamento accompagnato però da un limite di snervamento abbastanza elevato. Un buon acciaio con piccola percentuale di nichel è da noi ritenuto adatto allo scopo.

Testa croce. Per quanto soggetta a sollecitazioni alterne la testa croce non risulta avere mai dato alcun disturbo; questo è probabilmente dovuto alla notevole dimensione che si richiede allo scopo di permettere il collegamento con un'estremità di asta assai più grossa che nei motori a semplice effetto. Vanno curati in modo particolare la qualità del materiale, il disegno e la sagomatura dei raccordi fra la parte quadra e i due perni cilindrici.

Biella. — La parte cilindrica del fusto delle bielle analogamente a quanto avviene per la corrispondente parte dell'asta, non dà luogo a preoccupazioni; devono essere assai curati i raccordi fra il fusto e le piastre su cui vengono montati i cuscinetti di testa e piede di biella. Devono essere possibilmente eliminati in queste zone incavi e intagli in corrispondenza delle teste dei bulloni, in quanto possono, se scarsamente raccordati, dare luogo all'inizio di lesioni. Queste precauzioni sono particolarmente necessarie nel disegno dei motori veloci in cui per ridurre il peso si devono alleggerire le bielle al di là di quanto è la pratica dei motori lenti.

Bulloni dei cuscinetti. — Questi bulloni sono soggetti ad una sollecitazione di carattere non troppo pericoloso. Le loro condizioni possono essere però aggravate sia da errato serraggio o da urti derivanti dalla presenza di giuochi anormali nei cuscinetti. Per questa ragione va curata la qualità del materiale, la finitura del profilo dei filetti e della zona di raccordo fra i filetti stessi ed il fusto, che di regola è tenuto come per le aste a diametro inferiore a quello del basso fondo dei filetti.

Raccomandabile è anche l'impiego di dadi aventi un prolungamento elastico onde favorire la trasmissione dello sforzo lungo un maggiore numero di spire.

Vanno evitate tutte le cause che possono dare luogo a sollecitazioni supplementari e principalmente va curata l'esatta perpendicolarità fra sede della testa dei bulloni sul cuscinetto e l'asse dei bulloni.

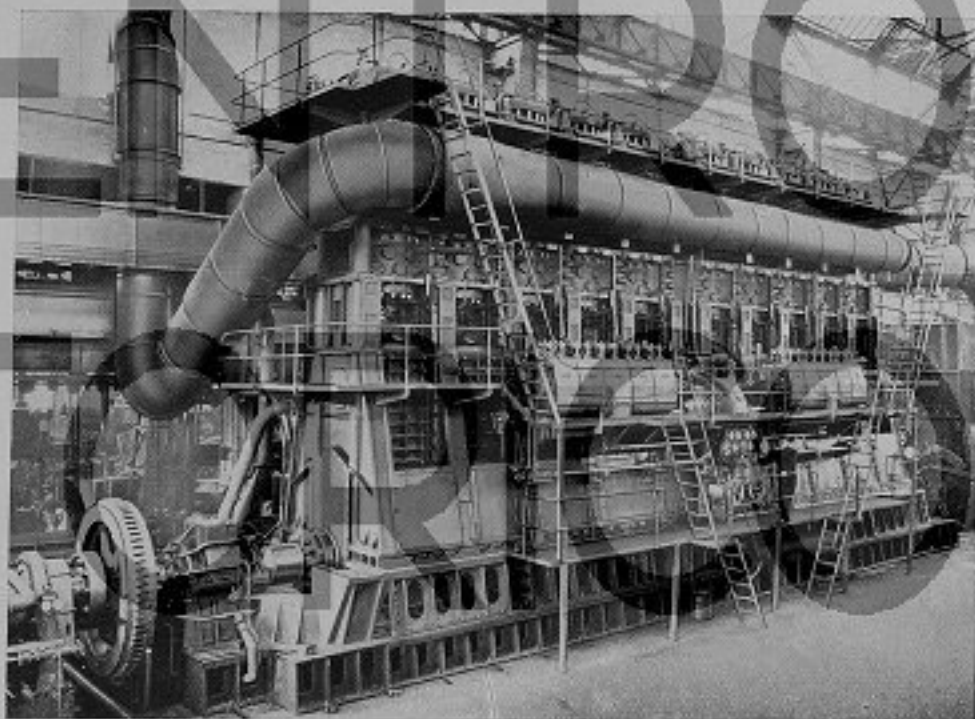


Fig. 3 - Uno dei due motori di propulsione della M/n Vulcania
2 tempi - doppio effetto - potenza max 18.000 HP - Anno di costruzione 1936
Questi motori hanno a tutt'oggi al loro attivo 50.000 ore di moto

7510

Disegno e costruzione generale del motore.

In base a quanto sopra esposto risulta che la teoria e la pratica ci mettono oggi in condizioni di padroneggiare con successo gli sforzi meccanici caratteristici dei motori a doppio effetto e di costruirne le parti che li devono sopportare in modo da essere sicuri della loro resistenza anche nelle più gravose condizioni del servizio continuato marino ed industriale.

E' questa la condizione necessaria per la realizzazione del motore a doppio effetto: essa non è però sufficiente in quanto non basta che gli organi principali del motore non si rompano, ma è altret-

tanto necessario che il motore, agli effetti del costo di manutenzione della facilità ed economia di esercizio, sia in condizioni di competere con gli altri tipi di macchine motrici.

Occorrerà quindi esaminare dal lato costruttivo

Il motore a doppio effetto che noi costruiamo è per quanto possibile la esatta riproduzione del motore a semplice effetto del quale abbiamo voluto conservare invariato tutto quello che è stato possibile.

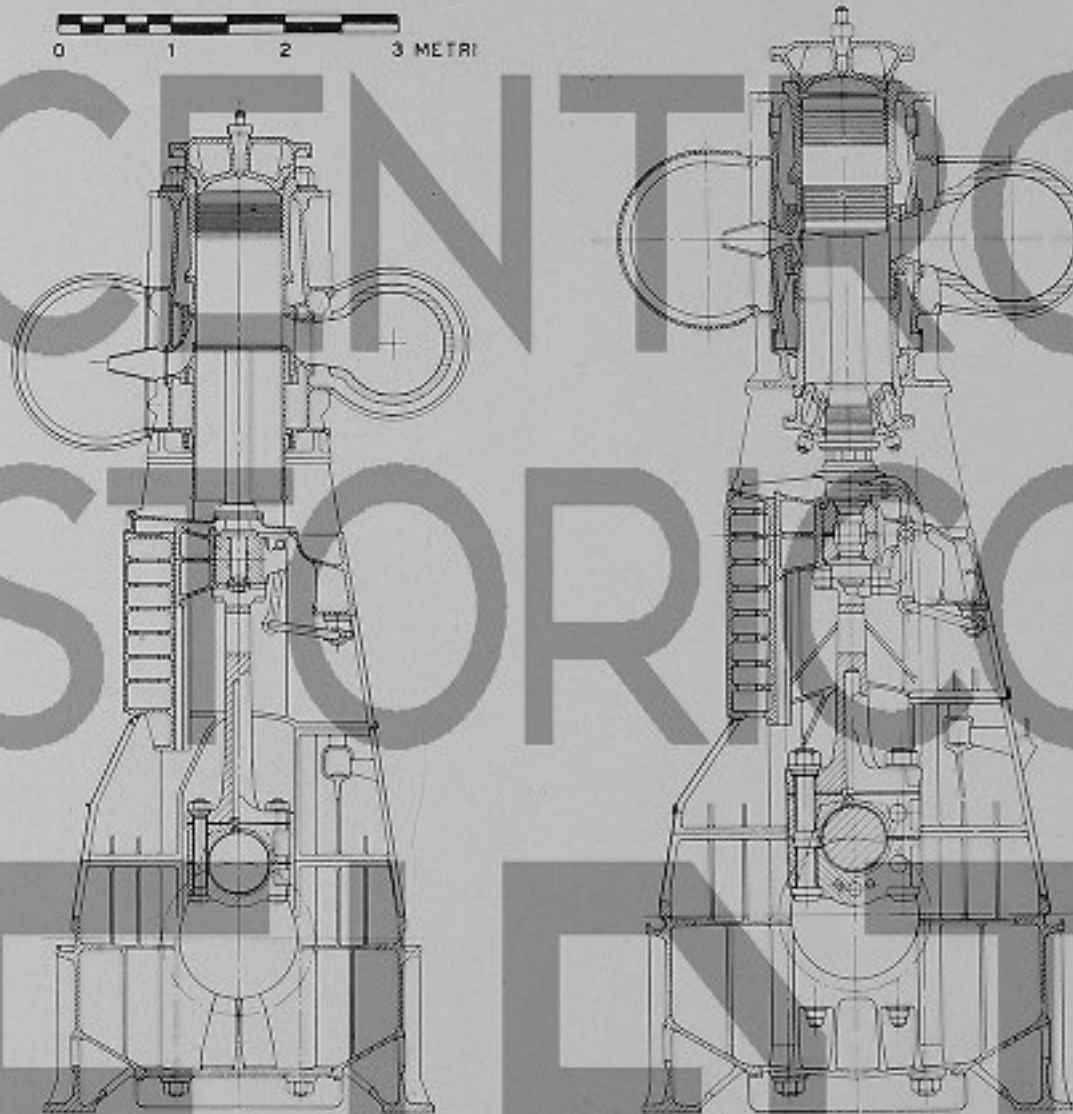


Fig. 4 - Sezione trasversale del motore con cilindro di $\varnothing$ 680 mm nel tipo a semplice effetto e in quello a doppio effetto

il disegno del motore, rilevarne le differenze rispetto al motore a semplice effetto e fare complessivamente un bilancio di paragone.

Nella figura 4 riportiamo il disegno di un nostro motore normale da 680 mm nella edizione a semplice e a doppio effetto; a questi ci riferiamo nelle seguenti considerazioni.

Cilindro. — Il corpo del cilindro è costituito dal raddoppiamento di quello del motore a semplice effetto; rispetto al piano orizzontale passante per il punto morto inferiore. Entro il cilindro sono montate due camicie una che si introduce dal lato superiore, praticamente equivalente a quella del motore a semplice effetto e che si estende fino

al di sotto della zona delle feritoie, mentre dalla parte inferiore del cilindro è invece montata la seconda assai più corta.

Questa camicia inferiore termina con un bicchiere entro cui viene investita la estremità della camicia superiore.

Il centraggio fra le due parti è fatto in una zona in cui si ha ottimo raffreddamento all'esterno, pressione moderata all'interno; il centraggio e la tenuta di gas e dell'acqua sono affidate ad anelli

Stantuffo. — La disposizione delle testate ripete per quanto possibile quella dello stantuffo a semplice effetto.

L'esperienza ha mostrato come un elemento di notevole importanza è la parte compresa fra le due testate che serve a centrare lo stantuffo entro il cilindro e a sostenere eventuali spinte dovute alla pressione dell'aria di lavaggio nel periodo di feritoie chiuse e ad eventuali disallineamenti. Generoso proporzionamento di questa superficie e

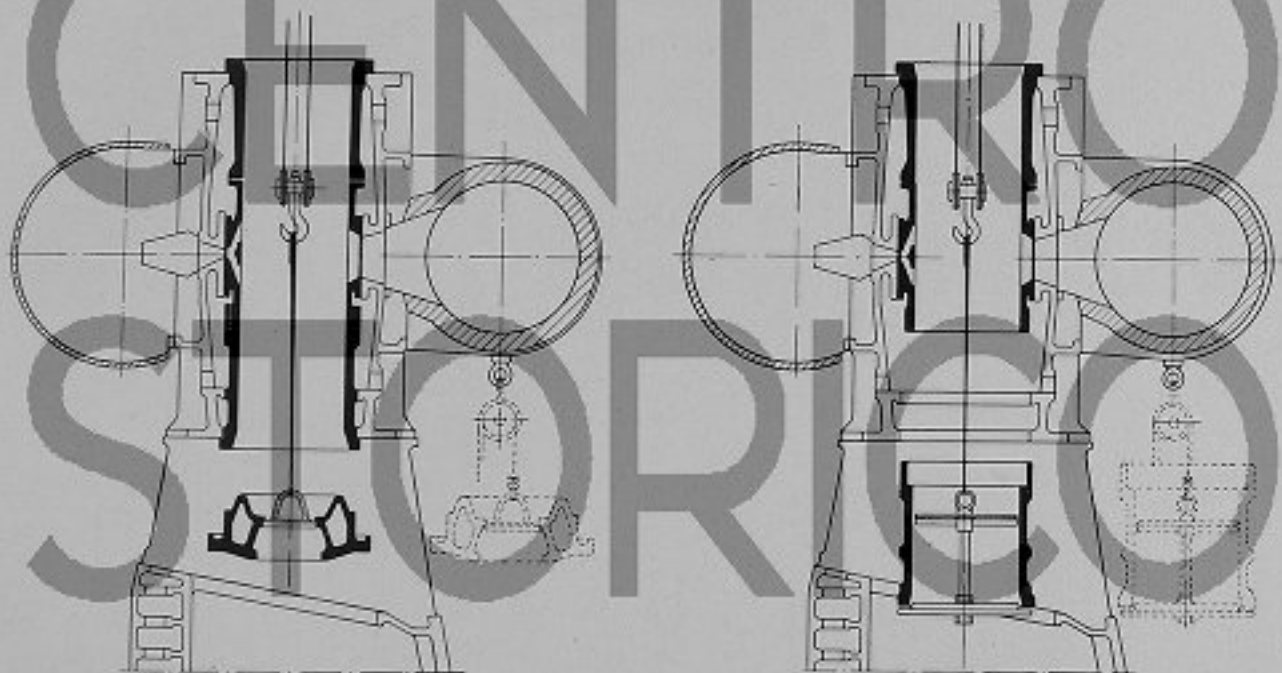


Fig. 5 - Schema di montaggio della testata e della camicia inferiore nel motore a doppio effetto

4799

alternati di rame e gomma secondo una disposizione collaudata dall'esperienza e che funziona in modo del tutto soddisfacente.

Lo smontaggio della camicia superiore avviene dalla parte superiore richiedendo esattamente lo stesso tempo come nel motore a semplice effetto; la camicia inferiore si smonta agevolmente dal basso ed esce lateralmente; il lavoro è assai semplice e breve impiegando le attrezzature appositamente disposte.

La testata inferiore è montata sul fondo del cilindro allo stesso modo come la testata superiore, il suo smontaggio richiede un tempo più lungo solo in quanto occorre lo smontaggio preventivo della testa superiore e dello stantuffo (figura 5).

l'impiego di materiale antifrizione adeguato, specialmente per il primo periodo di rodaggio hanno permesso di risolvere il problema in modo soddisfacente.

Il fusto dell'asta non soltanto deve rispondere come sopra detto alle necessità meccaniche dipendenti dalla trasmissione degli sforzi, ma è esposto a sollecitazioni termiche, in quanto attraversa la camera di combustione e l'intero volume del cilindro inferiore, ed a sollecitazioni di usura in quanto deve sopportare l'azione degli anelli della scatola di tenuta dei gas.

Alcuni dei primi costruttori hanno cercato di costruire l'asta in modo da rispondere contemporaneamente a tutte queste esigenze; oggi la maggior parte dei costruttori e noi stessi, preferiscono dividere le funzioni: assegnare all'asta vera e pro-

pria la sola funzione portante e far sostenere sforzi termici e di usura ad una guaina esterna di protezione. L'intercapedine fra questa guaina e l'asta, serve per il passaggio dell'olio di raffreddamento dello stantuffo e a mantenere la parte esterna della guaina a contatto coi gas a una temperatura ragionevolmente bassa. La guaina di protezione può essere costruita in ghisa; noi preferiamo la guaina di acciaio duro cromata che permette di avere un minor spessore ed è garantita contro eventuali rotture. La cromatura della superficie esterna è una ottima protezione contro l'ossidazione ed assicura una grande resistenza all'usura.

Particolare cura chiede il dispositivo di attacco della guaina alla testata inferiore, ma anche qui l'esperienza ha stabilito le norme per il proporzionamento.

Con questa costruzione dell'asta a nessuna difficoltà dà luogo il raffreddamento dello stantuffo, che avviene mediante olio introdotto attraverso la intercapedine sopra detta, avviato in serie, attraverso la parte superiore formata a borchiere dell'asta, dalla testa inferiore a quella superiore e di qui scaricato attraverso un foro praticato al centro dell'asta.

L'entrata e l'uscita dell'olio avviene attraverso la testa croce con dispositivo a tubi oscillanti identico a quello usato nei motori a semplice effetto.

Lo smontaggio dello stantuffo avviene esattamente come in un motore a semplice effetto, quando si impiegano le aste con appoggio conico sulla testa croce: basta togliere il dado inferiore e lo stantuffo è libero per essere smontato; non vi è difficoltà ad eseguire il lavoro in un tempo di 40-45 minuti dall'arresto del motore. Una diecina di minuti in più si richiedono quando lo stantuffo è attaccato alla testa a croce mediante doppio dado.

Scatole di tenuta. — La scatola di tenuta, che deve garantire la tenuta dei gas in corrispondenza del passaggio dell'asta, non ha mai dato luogo né a noi né agli altri costruttori ad inconvenienti di qualche rilievo, contrariamente anzi alle previsioni che facevano ritenere questo dispositivo uno dei punti deboli del motore a doppio effetto. La sua realizzazione iniziale non ha dato luogo a grandi difficoltà e la successiva pratica ed esperienza hanno permesso di perfezionare la costruzione in modo da ridurne al minimo il lavoro di manutenzione; abbiamo motori in servizio sui quali lo smontaggio per manutenzione e pulizia

delle scatole di tenuta avviene a periodi superiori alle 6000 ore.

Naturalmente si richiede un buon disegno ed una accurata esecuzione; è raccomandabile inserire un elemento raffreddato fra la camera di combustione e i primi anelli di tenuta, ed allontanare questi ultimi dalla zona più calda, allo scopo di ridurne la temperatura e la possibilità di carbonizzazione di olio lubrificante.

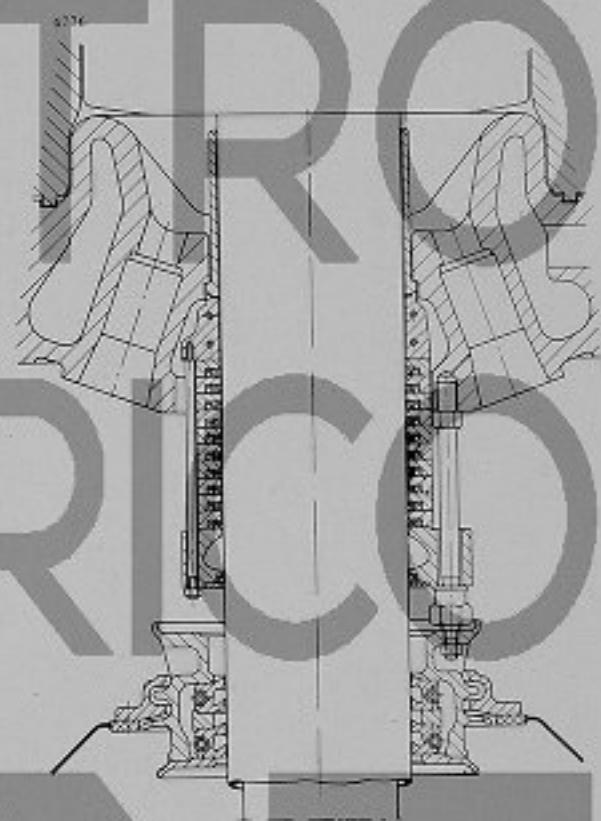


Fig. 6 - Parte inferiore del cilindro motore doppio effetto - Scatola di tenuta

Non si deve eccedere nella lubrificazione e devono essere introdotti a valle adeguati dispositivi raschiaolio ad evitare che quella parte dell'asta di stantuffo che penetra nella camera delle manovelle trascini verso l'alto un quantitativo di olio eccessivo.

Nella figura n. 6 è rappresentata la costruzione della nostra attuale scatola di tenuta.

Bielle, cuscinetti ed albero a gomiti. — Il proporzionamento delle bielle e cuscinetti, in relazione alle esigenze di carattere meccanico sopra specificate può essere fatto senza incertezza e senza difficoltà.

Come in tutti i motori di grande potenza, l'albero va proporzionato secondo i noti coefficienti

dei registri di classificazione e in funzione delle prevedibili condizioni torsionali. Richiede le stesse cure ed attenzioni come nei motori a semplice effetto.

Le altre parti del motore sono state disegnate

Lavaggio e combustione.

Abbiamo già premesso come condizione fondamentale per avere un motore a doppio effetto di tipo semplice sia quella di avere introduzione di



Fig. 7 - Cilindro motore a doppio effetto - Schema del nuovo dispositivo lavaggio

nelle loro impostazioni in modo per quanto possibile analogo a quanto praticato nel motore a semplice effetto e non hanno in pratica mai fatto parlare di sé.

lavaggio e scarico dei gas attraverso feritoie nella camicia del cilindro escludendo tutti quei dispositivi di lavaggio che comportano la presenza di valvole o distributori nella testata dei cilindri.

Nei nostri motori abbiamo impiegato finora per l'effetto inferiore gli stessi dispositivi di lavaggio impiegati per quello superiore. Si ha cioè una doppia serie di feritoie per l'introduzione dell'aria ed una doppia serie opposta di feritoie per lo scarico dei gas. Questa disposizione non dà evidentemente luogo ad alcun rischio, essendo trattate le due parti del cilindro in modo assolutamente identico con canali di ammissione d'aria e valvole di ritenuta indipendenti; ha però l'inconveniente di aumentare in modo notevole l'altezza del cilindro

due effetti. Nella figura n. 7 è riportato lo schema di questo dispositivo di lavaggio che riduce l'altezza del cilindro rispetto alla costruzione normale di circa il 18 %, l'altezza del motore del 6 % e quella occorrente per lo smontaggio dello stantuffo dell'8 %.

Il solo inconveniente di questo dispositivo è quello che difficilmente può essere impiegato nei motori a corsa corta in quanto richiede in questi casi un'altezza di stantuffo così ridotta da rendere costruttivamente difficile il montaggio delle testate e lascia fra esse un'altezza insufficiente per una ragionevole superficie di guida; per contro esso permette una ottima costruzione dello stantuffo nei motori normali a corsa lunga.

L'efficienza del lavaggio nel motore a doppio effetto è da ritenersi praticamente equivalente a quella che si ha nei motori a semplice effetto; non vi è infatti alcuna differenza dal lato superiore e anche dal lato inferiore le prove di laboratorio su modelli hanno mostrato che il flusso dell'aria non viene disturbato in modo eccessivo dalla presenza dell'asta.

In realtà il rendimento termico del lato inferiore del cilindro è alquanto minore

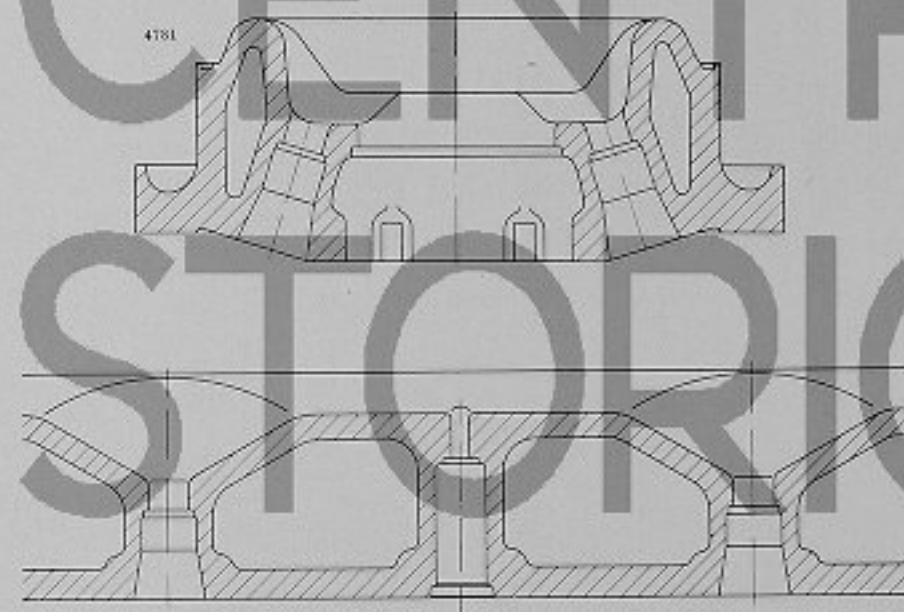


Fig. 8 - Sezione e profilo sviluppato della camera di combustione normale

e quella dello stantuffo. In seguito a numerose ricerche di laboratorio e prove sperimentali eseguite su vari cilindri di diverse dimensioni, abbiamo messo a punto, con ottimi risultati di rendimento, un sistema di lavaggio particolarmente adatto per il motore a doppio effetto. Esso comporta due gruppi di feritoie di lavaggio; un gruppo centrale alimentato da un unico condotto e che sbocca nel cilindro con due serie di feritoie destinate ad alimentare separatamente il lato superiore e quello inferiore, un gruppo laterale e simmetrico a quello centrale e che introduce aria direttamente dal serbatoio senza interposizione di alcuna valvola. Questo gruppo alimenta alternativamente il lato inferiore e quello superiore. Di fronte alle feritoie di lavaggio una sola serie di feritoie di scarico serve alternativamente per i

di quello del lato superiore; è difficile però giudicare quanto di tale diminuzione sia imputabile ad una minore efficienza del lavaggio e quanto invece sia dovuto alla minor efficienza della camera di combustione.

La camera di combustione inferiore ha forma e dimensioni tali da rendere abbastanza difficile una buona ed uniforme distribuzione del combustibile nell'aria. La presenza dell'asta dello stantuffo porta infatti via il 15% circa dell'area dello stantuffo inferiore e dà luogo ad una camera di combustione di forma anulare nella quale è difficile una buona suddivisione del combustibile. Per ragioni pratiche non è possibile pensare ad una moltiplicazione di polverizzatori e tutti i costruttori sono oggi orientati su due polverizzatori a 180°. In base a varie ricerche sperimentali si è cercato di stabilire il

profilo più conveniente e si è cercato di raccogliere per quanto possibile l'aria attorno alla traiettoria obbligata dei getti del combustibile.

Sulla maggior parte dei nostri motori, la camera di combustione inferiore è stata proporzionata all'incirca come rappresentato nella fig. 8.

Abbiamo però avuto anche un buon funzionamento, specie sui motori veloci, con camere di combustione a profilo praticamente costante.

Rendimenti e consumi.

Potenza. — La potenza ricavabile da un cilindro a doppio effetto è la somma delle potenze ottenibili dal cilindro superiore e dal cilindro inferiore. La potenza ottenibile dal cilindro superiore è evidentemente la stessa che si avrebbe da un corrispondente cilindro a semplice effetto.

La potenza ottenibile dal cilindro inferiore è invece alquanto minore. In primo luogo la superficie netta dello stantuffo inferiore è all'incirca pari all'85 % di quella del cilindro superiore a causa della presenza dell'asta (nelle nostre costruzioni più recenti si ha esattamente l'84 %); a parità di rendimento termico (lavaggio e combustione) la potenza ottenibile dovrà essere quindi diminuita nella stessa proporzione.

Il rendimento termico dell'effetto inferiore è indubbiamente più basso di quello che si ha nell'effetto superiore a causa della forma della camera di combustione, e forse di una minor efficienza nel lavaggio. Inoltre il cilindro inferiore essendo traversato in tutta la sua lunghezza dall'asta dello stantuffo molto energicamente raffreddata espone ai gas una maggiore superficie fredda; la conseguente maggiore asportazione di calore va a scapito del rendimento.

In pratica il consumo di combustibile per cavallo indicato che si ottiene nel cilindro inferiore è superiore, a parità di prestazione, dal 5 al 10 % di quello che si ha nel cilindro superiore; analogo andamento ha la temperatura di scarico, e volendo

non superare valori eccessivi è necessario limitare la potenza sviluppata. Anche il limite del fumo, funzione del consumo indicato, viene raggiunto nel cilindro inferiore a carichi più bassi.

In pratica per ottenere consumi di combustibile e temperature di scarico non troppo discoste da quelle ottime per il cilindro superiore, scarico soddisfacente e buona possibilità di sovraccarico occorre limitare la pressione media dell'effetto inferiore al 85 ÷ 90 % di quella che si ha dall'effetto superiore.

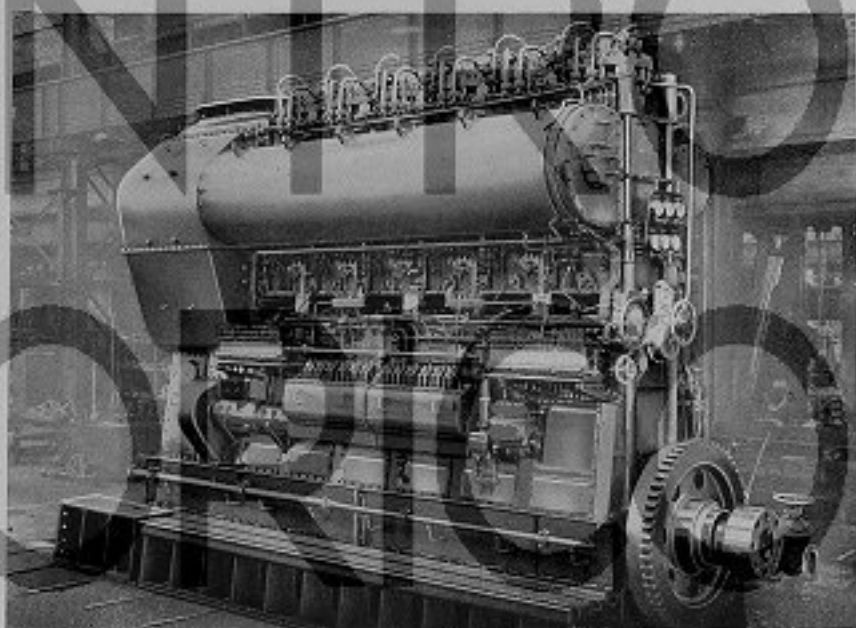


Fig. 9 - Motore a doppio effetto di tipo leggero con cilindri di diametro 450 mm - corsa 600 mm - potenza normale 4000 HP - Anno di costruzione 1936

In totale quindi, il cilindro inferiore sviluppa una potenza prossima al 70 ÷ 75 % di quella che si ha dal cilindro superiore; e pertanto da un cilindro a doppio effetto non si ha una potenza doppia, ma soltanto una potenza pari a 1,7 ÷ 1,75 volte la potenza ricavabile da un motore a semplice effetto dello stesso diametro.

Rendimento meccanico. — Il rendimento meccanico di un motore a doppio effetto è superiore a quello di un motore a semplice effetto di pari potenza a causa delle minori dimensioni e della migliore utilizzazione degli organi in moto.

Misure precise difficilmente possono essere fatte, si ritiene però non essere lontani dal vero ritenendo a favore del motore a doppio effetto un maggior rendimento meccanico del 2 ÷ 3 %.

Rendimento termico. — Abbiamo accennato nel paragrafo precedente alle ragioni per le quali l'effetto inferiore dà luogo ad un rendimento termico più basso; complessivamente però il rendimento termico effettivo e cioè il rapporto fra quantità di calore introdotto per mezzo del combustibile e potenza utile effettivamente ricavabile dal motore, può ritenersi di poco inferiore di quello del motore a semplice effetto.

Il miglior rendimento meccanico compensa infatti in buona parte un maggior consumo di combustibile dell'effetto inferiore, e complessivamente a favore del motore a semplice effetto.

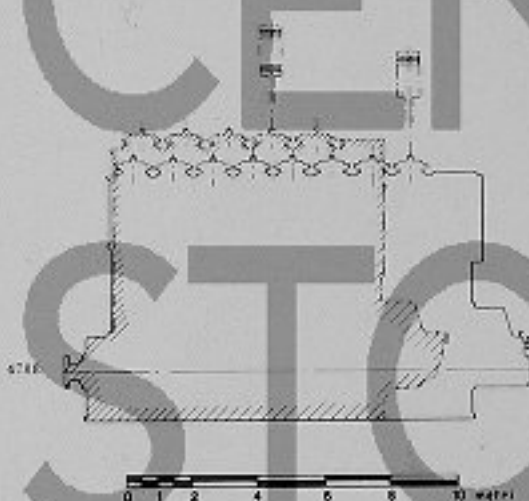


Fig. 10 - Schema comparativo dell'ingombro di un motore a 8 cilindri a semplice effetto e di quello di un motore a 5 cilindri dello stesso diametro a doppio effetto avente circa la stessa potenza.

resta un vantaggio del $3 \div 4\%$ sul rendimento termico complessivo e sul consumo del combustibile.

Questo naturalmente purché il motore a doppio effetto sia regolato in modo da ottenere una distribuzione di potenza fra i due effetti corrispondente a quella fissata nel paragrafo precedente.

Per quanto riguarda il consumo di lubrificante non vi è praticamente differenza rispetto al motore a semplice effetto purché questo ultimo sia costruito come noi usiamo con la parete di separazione fra i cilindri e la camera delle manovelle.

Rispetto ad un motore a stantuffi tuffanti o penetranti nell'interno della camera delle manovelle il motore a doppio effetto ha un consumo di olio leggermente inferiore.

Ingombro e peso.

Non è facile stabilire in linea generale e secondo una norma valida per tutti i casi, in quale rapporto l'ingombro e il peso di un motore a d. e. stiano rispetto a quello di un motore a semplice effetto di pari potenza. Vi sono infatti due possibilità: quella di lasciare invariate le dimensioni geometriche del cilindro, e quella di impiegare per il motore a doppio effetto cilindri di dimensioni più piccole.

Nel primo caso (diametro e corsa uguali) il motore a doppio effetto è più corto, più alto ed è

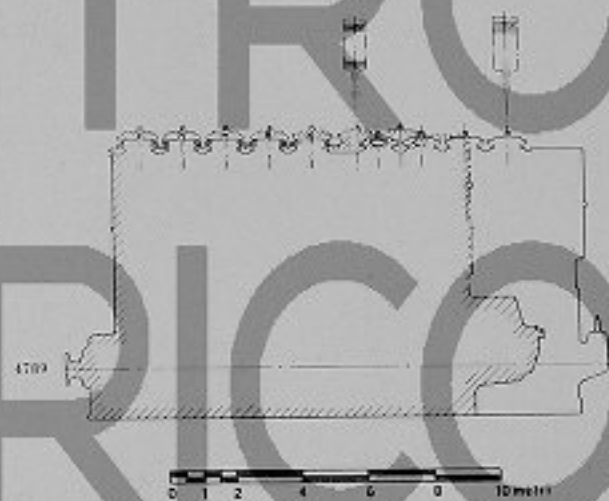


Fig. 11 - Schema comparativo dell'ingombro di un motore a semplice effetto a 9 cilindri e di quello di un motore a doppio effetto a 7 cilindri di diametro più piccoli: i due motori sviluppano uguale potenza.

circa ugualmente largo. La minor lunghezza non è proporzionale al minor numero dei cilindri impiegati in quanto il dimensionamento dell'albero a gomito richiede per il motore a doppio effetto un interasse leggermente maggiore, ed è costante la lunghezza richiesta dalle pompe d'aria.

Un esempio di questo genere è dato nella figura n. 10 nella quale è sovrapposto l'ingombro di due motori di potenza non troppo diversa: uno con 8 cilindri a semplice effetto di 680 mm di diametro e 1200 mm di corsa; l'altro con 5 cilindri a doppio effetto delle stesse dimensioni.

Il motore a semplice effetto dà circa 5000 Cav., mentre quello a doppio effetto ne dà circa 5300: malgrado la maggiore potenza quest'ultimo pesa circa 40 t di meno.

Nel secondo caso (cilindri di dimensioni diverse,

più piccoli nel motore a doppio effetto), altezza e larghezza restano quasi invariate, mentre si conserva sempre una notevole riduzione in lunghezza. A conferma, nella fig. 11 è riportato l'ingombro di due motori da 7500 Cav. (gli stessi descritti sul nostro bollettino n. 3 del 1948 a pag. 4); uno con 9 cilindri a semplice effetto avente 750 mm di diametro e 1320 mm di corsa; l'altro con 7 cilindri a doppio effetto più piccoli, aventi diametro di 680 mm e corsa di 1200 mm. La differenza di peso è di circa 80 t a favore del motore a doppio effetto.

Mediante si può considerare che il motore a semplice effetto pesi il 20% di più di un motore a doppio effetto di analogo disegno: nei casi considerati questo maggior peso vale da 10 a 12 Kg. per cavallo di potenza normale.

D'altra parte poichè il motore a doppio effetto ha un maggior consumo di combustibile, pari al $3 \div 4\%$, occorre, per fare un confronto obiettivo, aggiungere al peso della macchina il maggior peso di combustibile che a pari autonomia occorre imbarcare. Anche in questo caso resta però, per il motore a semplice effetto, un maggior peso variabile, a seconda della autonomia assunta, dal 10 al 15%.

Ricambi e manutenzione.

Una delle principali obiezioni che correntemente vengono fatte al motore a doppio effetto è quella di essere più complicato di costruzione, avere un maggior numero di organi e di parti soggette a ricambio e richiedere un tempo assai più lungo per la normale manutenzione.

Alla prima obiezione, quella della maggiore complicazione, riteniamo aver sufficientemente risposto nelle considerazioni precedentemente fatte; il singolo cilindro è di sua natura più complicato in quanto comporta alcuni organi (testata inferiore con relative valvole e scatola di tenuta) che nel motore a semplice effetto non esistono, e si richiede una maggiore complessità costruttiva nello stantuffo. Riteniamo però che se nel disegno del motore si sia cercato di non aggiungere a queste necessarie altre complicazioni di carattere artificiale, la presenza di qualche testata di cilindro in più con relativi accessori e di stantuffi un po' più complicati ma in numero minore, non siano tali da cambiare in modo sostanziale il bilancio dei ricambi e della manutenzione.

Ritorniamo infatti al confronto della figura n. 10:

di fronte a 8 cilindri a semplice effetto vi sono 5 cilindri a doppio effetto.

Nella tabellina seguente confrontiamo per i due motori il numero degli organi corrispondenti più facilmente soggetti a ricambio e manutenzione.

DENOMINAZIONE	Doppio effetto	Semplice effetto
Camicie cilindro	5	8
Testate stantuffo	10	8
Testate cilindro	10	8
Fascie elastiche	80	12
Pompe combustibile	10	8
Polverizzatori	15	8
Cuscinetti di banco	7	10
Cuscinetti di testa biella	5	8
Cuscinetti di coda biella	10	16

Complessivamente può ritenersi esservi un compenso salvo che in parti minori quali i polverizzatori e le pompe del combustibile, che nel motore a doppio effetto sono effettivamente in numero maggiore; e poichè la frequenza delle visite principali e della manutenzione è, anche secondo i Registri di classifica, la stessa per i due tipi di motore il lavoro da impiegare per mantenere il motore in ordine è da considerarsi non troppo differente. Questo è tanto più sostenibile in quanto, almeno nei motori di nostra costruzione il tempo occorrente per la maggior parte delle singole operazioni è praticamente lo stesso nei due casi: le parti che richiedono un tempo più lungo per lo smontaggio sono la testata del cilindro inferiore e la camice inferiore. Si tratta però di pezzi che possono richiedere di essere rimossi a distanza di anni e per i quali quindi il maggior tempo occorrente non ha nel complesso importanza.

Ed anche quando si voglia confrontare, per maggiori potenze, un motore a semplice effetto con molti cilindri della massima dimensione accettabile con un motore a doppio effetto avente cilindri di dimensioni minori, il bilancio della manutenzione e dei ricambi non risulta spostato.

Costruzioni eseguite e risultati di esercizio.

Abbiamo costruito macchine sperimentali e macchine destinate al servizio effettivo entro diametri compresi fra i 270 mm e gli 840 mm; abbiamo co-

struito macchine leggere e veloci con diametri 450, 480, 650 mm; e macchine per uso normale mercantile ed industriale con diametri di 640, 650 e 750 mm.

Complessivamente abbiamo costruito 5 cilindri o gruppi di cilindri sperimentali sia per mettere a punto la parte meccanica nei motori veloci e leggeri, sia per studiare i problemi delle camere di combustione inferiori; abbiamo costruito dall'anno 1935 in avanti 58 motori di potenze massime fra i 4000 HP e i 20.000 HP per una potenza complessiva di 557.000 HP.

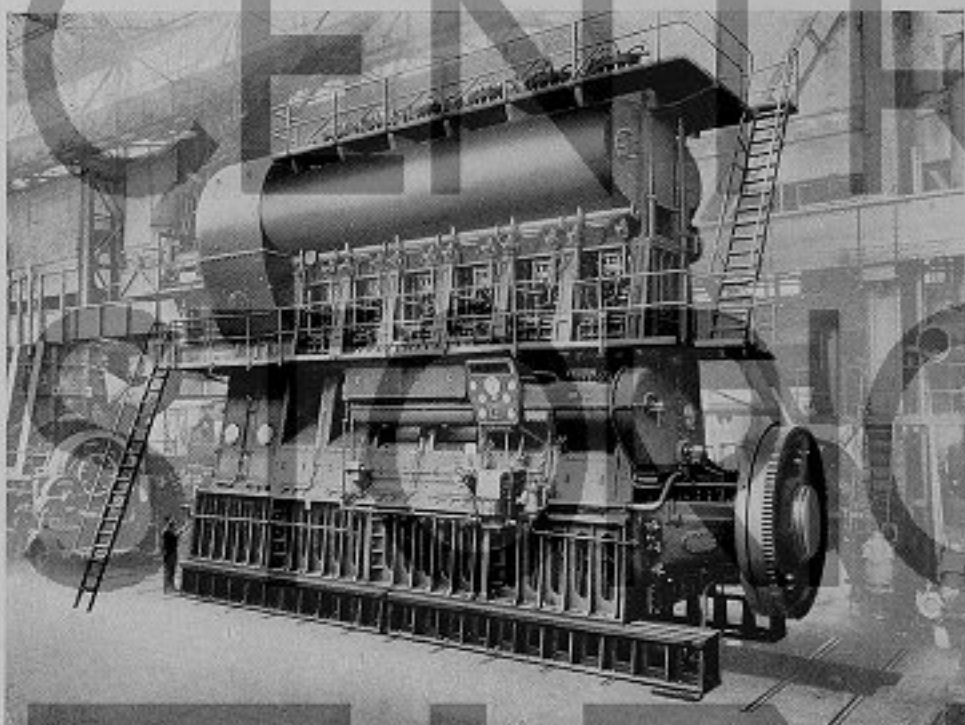


Fig. 12 - Motori a due tempi doppio effetto tipo 840. Dall'anno 1935 sono stati costruiti dalla Fiat e dai licenziatari oltre 60 motori con questo tipo di cilindri per una potenza complessiva di oltre 350.000 HP. L'unità qui rappresentata ha la potenza massima di 8000 HP

Nello stesso periodo di tempo abbiamo costruito, per potenze superiori ai 2000 HP, 58 motori a semplice effetto per una potenza complessiva di 220.000 HP; il motore a doppio effetto costituisce quindi in questo periodo il 72 % della nostra totale produzione di motori di media e grande potenza.

Altri 17 motori, per circa 200.000 HP sono stati costruiti dai nostri licenziatari.

Notiamo in modo speciale l'apparato da 36.000 HP di potenza massima sistemato nel 1936 a bordo della M/n « Vulcania » dove ha sostituito l'apparato a 4 tempi di potenza inferiore inizialmente montato sulla nave stessa.

I nostri motori sono a tutt'oggi, dopo circa

50.000 ore di moto, in piena efficienza e non hanno dato inconvenienti e non hanno richiesto manutenzione superiore a quella che si sarebbe avuta da un equivalente apparato motore a semplice effetto.

Nessun disturbo di apprezzabile entità abbiamo avuto nelle parti specifiche nel motore a doppio effetto (stantuffi con relative aste, testate inferiori, scatole di tenuta).

Se questo è stato ottenuto sui primi motori da noi costruiti logicamente risultati non inferiori sono da attendersi dai motori di costruzione più moderna.

Altrettanto buon funzionamento abbiamo avuto dall'esercizio di tutti gli altri motori successivamente costruiti, buona parte dei quali hanno prestato duro servizio in tempo di guerra.

La miglior conferma dei buoni risultati avuti sta nelle ripetute ordinazioni che ci sono state conferite dagli stessi armatori: nel 1939 la Soc. di Navigazione Italia, dopo tre anni di servizio dell'apparato motore della Motonave « Vulcania », ci ordinava due apparati motori (i massimi fino ad oggi costruiti nel mondo) costituiti

ognuno da 4 macchine della potenza normale complessiva di 52.000 HP che hanno raggiunto in officina la potenza massima di circa 80.000 HP.

Questi apparati motori già destinati alla trasformazione dei transatlantici « Augustus » e « Roma » verranno montati su nuove navi di cui è imminente la costruzione.

Campo di applicazione del motore a doppio effetto.

Noi abbiamo sempre avuto la persuasione fin dall'inizio che il motore a doppio effetto non avesse in se alcun punto di inferiorità rispetto a quello

a semplice effetto e potesse essere quindi impiegato anche per potenze moderate in concorrenza al motore a semplice effetto in qualunque applicazione dove il suo minor peso e minor ingombro ne rendessero conveniente l'adozione; a conferma ricordiamo lo studio per apparati motori per navi da carico veloci, nella variante con riduttore, nel numero 3 del nostro bollettino 1948.

A questo si potrà obiettare come, prescindendo anche dall'attuale diffidenza che molti Armatori, specialmente nel Nord Europa, hanno contro i motori a doppio effetto, una effettiva e totale equivalenza tra i due tipi di macchina non vi è mai stata in quanto motori a doppio effetto sono stati nella maggioranza costruiti per grandi potenze e cioè per sopperire ad esigenze che non potevano essere soddisfatte con un motore a semplice effetto. Realmente anche per il passato pochi sono stati i casi in cui gli Armatori hanno deliberatamente scelto motori a doppio effetto per installazioni in cui potevano essere impiegati senza difficoltà motori a semplice effetto. Questo è dovuto alla naturale diffidenza dell'Armatore

per tutto quanto abbia un aspetto di novità; non sempre un Armatore abituato alle macchine a semplice effetto le sostituisce in nuove costruzioni, a parità di potenza, con macchina a doppio effetto e non sempre considera decisivi i vantaggi di peso e di spazio che il nuovo tipo di motore gli offre.

Per contro quando la potenza del motore a semplice effetto si avvicina al limite, la preferenza al motore doppio effetto è stata data e deve continuare ad essere data.

Si deve notare essere stato da molti anni riconosciuto in base all'esperienza pratica, come il diametro massimo da non superare nei motori Diesel sia sull'ordine di grandezza dei 700 ÷ 750 mm;

diametri maggiori tendono a far aumentare le sollecitazioni termiche e le sollecitazioni meccaniche da esse indotte al di là dei limiti usualmente ritenuti convenienti. Soltanto materiali di tipo non ordinario quali da noi impiegati su tutti i motori di grande potenza (acciaio per le testate di cilindri e stantuffi e per le camicie, ecc.) consentono di costruire con sicurezza motori di diametro superiore ai 700 mm; non tutti i costruttori però ancora oggi impiegano correntemente questi materiali.

In queste condizioni l'esteso uso che oggi si fa

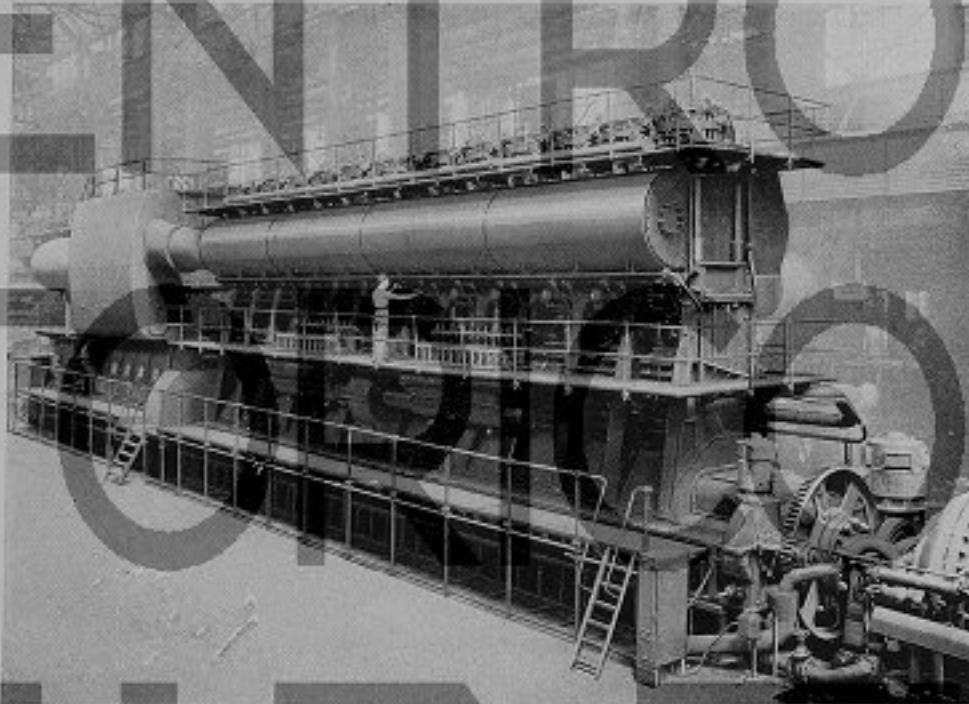


Fig. 13 - Motori a due tempi doppio effetto tipo 850
Dall'anno 1940 sono stati costruiti motori di questo tipo per complessivi 200.000 HP
L'unità qui rappresentata ha sviluppato la potenza massima di 20.000 HP

di cilindri di grande diametro, nel desiderio di poter estendere il motore a semplice effetto anche nelle grandi potenze può comportare qualche rischio e può fare raggiungere il risultato opposto a quello desiderato: e cioè di avere una macchina con sollecitazioni termiche e meccaniche superiori a quelle che si hanno in un motore a doppio effetto avente dimensioni di cilindro più ragionevoli. La moda attuale del Nord ha spinto il semplice effetto a potenze normali sugli 800 HP/cilindro; sono stati e sono costruiti motori a 10 e 12 cilindri di 740 ÷ 760 mm di diametro per dare potenze normali fino a 8 ÷ 10.000 HP.

Noi stessi per soddisfare tassative richieste di

qualche Armatore abbiamo riportato a 750 mm il limite del motore a semplice effetto, riproducendo oggi rimodernato e perfezionato il tipo che veniva costruito nel 1925 prima che si potesse ancora parlare di una possibile realizzazione industriale del motore a doppio effetto.

Per contro, senza superare il diametro di 700 mm (noi abbiamo adottato quello di 680 mm) e senza andare a motori con numero di cilindri eccessivo, il motore a semplice effetto ha secondo noi il li-

Per navi veloci, ove si richieda peso e ingombro ridotto, continuiamo la costruzione sul diametro di 650 mm a velocità di 160-170 giri, con una prestazione per cilindro di 900 Cav. quando le pompe aria siano attaccate, e di circa 1000 Cav. quando esse siano a comando indipendente.

Nel campo delle potenze minori siamo pronti e disposti a costruire sugli stessi diametri normali dei motori a semplice effetto.

Riteniamo di aver esposto in quanto precede, in modo obiettivo, la situazione del motore a doppio effetto, riferendoci in modo particolare alle nostre costruzioni. Riassumendo, riteniamo di poter dare le seguenti conclusioni:

a) la parte meccanica del motore a doppio effetto può essere oggi costruita con una sicurezza non inferiore a quella che si ha su qualsiasi altro tipo di macchina, avendo la teoria e la pratica fatto conoscere in modo sufficientemente esatto le sollecitazioni a cui gli organi principali sono assoggettati ed il limite di resistenza a fatica dei materiali per i tipi di sollecitazioni proprie del motore a doppio effetto.

b) il funzionamento termico del motore non dà luogo ad alcun inconveniente restando solo a carico del motore a doppio effetto un lieve maggior consumo di combustibile, trascurabile nel bilancio complessivo di un apparato motore.

c) Il campo di applicazione del motore a doppio effetto non ha un limite inferiore potendosi costruire senza difficoltà motori a doppio effetto anche per potenze assai limitate; e pertanto anche per potenze moderate il motore a doppio effetto potrà essere impiegato senza difficoltà e senza rischio in concorrenza del motore a semplice effetto in tutti quei casi in cui possa trarsi vantaggio dal suo minor peso e dal suo minor ingombro.

d) Per potenze che superino il limite di ragionevole applicazione del motore a semplice effetto e che a nostro avviso è oggi di poco superiore ai 5000 HP, il motore a doppio effetto è da ritenersi più consigliabile in quanto permette di avere motori con dimensioni e numero di cilindri non eccessivi.

In ogni caso al di sopra degli 8-9000 HP, limite massimo oggi raggiunto nel semplice effetto, il motore a doppio effetto ha libero campo e non ha concorrenti se non nelle macchine a vapore.

Dott. Ing. ROBERTO DE PIERI.

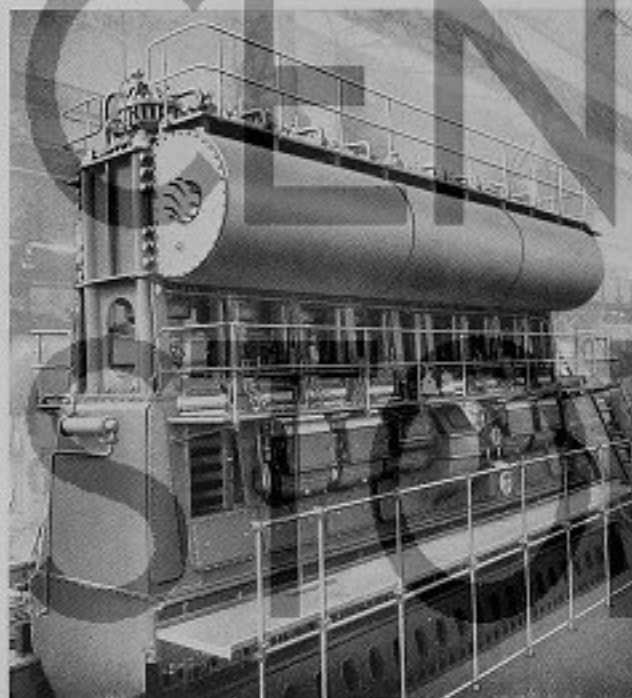


Fig. 14 - Motore a doppio effetto di tipo leggero con diametro dei cilindri di 650 mm - potenza massima di 10.000 HP - peso 200 t - anno di costruzione 1942

mite di convenienza a 5000-6000 Cav. di potenza normale. Al di sopra di questa potenza riteniamo decisamente più vantaggiosa la costruzione del motore a doppio effetto che noi prevediamo oggi di costruire sugli stessi diametri normali dei motori a semplice effetto. Così, nel campo delle maggiori potenze, col diametro di 680 mm abbiamo normalizzato il cilindro a doppio effetto per una potenza unitaria di 1000 HP; col diametro di 750 mm possiamo ottenere a doppio effetto 1300 HP per cilindro. E poichè per le massime potenze può convenire avere le pompe d'aria a comando indipendente, potrà aversi una maggior potenza; e col diametro di 750 mm si possono superare i 1400 Cav. di potenza normale per cilindro.

Procedimento per la generazione continua di ingranaggi conici spiroidali

Memoria presentata al CONGRESSO INTERNAZIONALE DELLE INDUSTRIE MECCANICHE - Parigi 1948 - dalla F.I.A.T. Stabilimento Grandi Motori - di Torino.

In considerazione del sempre più esteso impiego di ingranaggi conici spiroidali nella grande e piccola industria ed in quella automobilistica in specie, riteniamo che possa interessare, specialmente a quei tecnici che si dedicano alla lavorazione e all'impiego degli ingranaggi, questa descrizione relativa ad un procedimento di taglio secondo un principio forse non ancora a tutti noto.

Desideriamo innanzi tutto precisare che, se nel corso della presente memoria faremo delle comparazioni con altri sistemi, non è nella nostra intenzione di diminuire il loro valore, anzi riconosciamo a priori che, in casi determinati ed in particolari condizioni ambientali, qualche macchina di costruzione americana permette di realizzare una produzione quantitativa forse superiore a quella ottenibile con il sistema che stiamo per descrivere.

Occorre però rilevare che l'industria americana, per soddisfare alle esigenze imposte dall'altissima produzione usa generalmente macchine appositamente studiate ed atte ad eseguire quasi esclusivamente particolari aventi ben determinate caratteristiche.

Evidentemente questo concetto non può essere applicato ovunque, anzi la gran maggioranza delle industrie, la cui produzione non è confrontabile con quella americana, ha maggiore necessità di macchine le quali, pur avendo un elevato grado di capacità produttiva, conservino la prerogativa di adattarsi facilmente a lavori aventi caratteristiche piuttosto varie: problema che pensiamo di avere risolto nel campo degli ingranaggi conici spiroidali, con questo nuovo processo e colla dentatrice relativa.

Non ci dilunghiamo a descrivere dettagliatamente macchine e sistemi attualmente in uso poichè ampia è la bibliografia e numerosi sono gli articoli scritti al riguardo su riviste tecniche, ma ci limiteremo a rilevare qualcuna delle particolarità

che meglio si prestano alla comprensione dei confronti che stiamo per fare.

I sistemi attualmente più diffusi per la produzione di ingranaggi a denti curvi, sono:

— Il sistema per rotolamento, adottato dalla Gleason e Klingelberg e, recentemente anche da una Casa svizzera.

— Il sistema « Formate » applicato, come noto, dalla sola Casa Gleason.

Nel procedimento per « rotolamento » i denti sono generati facendo rotolare l'ingranaggio, ruota o pignone, su una ruota piano conica ideale o cremagliera circolare fittizia (movimento di rotolamento) un dente attivo della quale è materializzato dall'utensile operatore. Gli utensili usati in questo procedimento possono essere costituiti da teste circolari agenti come frese frontali, aventi montati sulla loro periferia numerosi coltelli, oppure da veri e propri creatori (frese a vite) di forma apparentemente conica.

Nel sistema « Formate » la corona ed il pignone sono tagliati con due procedimenti differenti, e cioè la corona è dentata senza alcun movimento di generazione o rotolamento durante tutta l'operazione di taglio.

Infatti la corona presenta i profili dei denti rettilinei quali potrebbero risultare da una vera e propria operazione di brocciatura, ottenuta con un utensile di forma circolare che produce un vano completo fra due denti ad ogni rotazione completa.

Il pignone invece è eseguito con un procedimento di rotolamento speciale, in modo da produrre sui fianchi dei denti un profilo tale da potersi coniugare con quello della corona tagliata col processo anzidescritto.

Oltre alle considerazioni suddette si fa rilevare che i procedimenti per rotolamento devono ancora essere suddivisi in continui e discontinui; appar-

tengono alla prima categoria quelli realizzati dalle macchine che eseguono tutta la dentatura in modo continuo senza cioè movimenti di divisione intermittente o distacchi fra l'utensile ed il pezzo (sistema Klingelberg, Fiat DIS. 400, ecc.).

Nella seconda categoria invece l'ingranaggio è tagliato mediante una serie di operazioni distinte e ripetute per ogni dente, operazioni che generalmente vengono eseguite col concorso di diverse macchine munite di dispositivi per la divisione intermittente.

Classificando i sistemi attuali in base al tipo di utensile adottato si possono fare le seguenti considerazioni:

Utensile a creatore (frese a vite).

Gli utensili a creatore hanno il vantaggio di permettere una produzione elevata per il fatto che hanno più lame in presa contemporaneamente.

Per contro questi utensili richiedono una precisione di lavorazione assai elevata, macchine speciali per l'affilatura, non servono che per il modulo per il quale sono stati costruiti e non consentono di variare gli spessori dei denti se non entro limiti molto ristretti. (Come è noto per soddisfare a certe condizioni di resistenza è indispensabile che lo spessore del dente vari non soltanto in funzione del modulo ma anche in funzione del rapporto di trasmissione). Con questi utensili la grandezza e la posizione della portata sui fianchi dei denti non possono essere localizzate a volontà, come è talvolta necessario per l'automobile, e la rottura di qualche tagliente dei creatori può comprometterne l'uso data la loro costruzione integrale.

Utensili circolari.

Gli utensili circolari a lame riportate sono attualmente i più diffusi per il taglio di ingranaggi conici a denti curvi, poichè evitano una gran parte degli inconvenienti che presentano gli utensili integrali e ciò grazie ad una maggiore possibilità di adattamento ottenuta con le variazioni diametrali delle lame.

Le macchine che utilizzano attualmente questi utensili operano secondo un processo di lavoro assai complesso. Infatti gli ingranaggi vengono prodotti con una serie di operazioni coniugate, ripetute ad ogni dente, con un movimento pendolare relativo di generazione, distacco dell'utensile, movimento di divisione, riavvicinamento dell'uten-

sile, ecc. vale a dire con un susseguirsi di fasi passive ed attive che si ripetono ad ogni dente fino a che l'operazione di taglio sia terminata.

Queste diverse operazioni richiedono complicati meccanismi per realizzare il passaggio successivo ed automatico dalla posizione di lavoro a quella di riposo.

Conseguentemente per l'esecuzione d'un solo elemento sono necessarie diverse operazioni e macchine generalmente raggruppate in batterie.

Infatti, per la produzione in serie di ingranaggi si devono avere due macchine per la lavorazione della corona, una per la sgrossatura del vano ed una per la finitura dei fianchi.

Per il taglio del pignone sono necessarie tre macchine, una per la sgrossatura del vano e due per la finitura dei fianchi (fianco concavo e convesso).

Ne risulta che, per la produzione di una coppia (corona e pignone) sono necessarie cinque macchine collegate fra loro durante la lavorazione, essendo ognuna l'indispensabile complemento delle altre.

La regolazione e la sincronizzazione di tutte queste macchine, per una produzione uniforme di coppie, rappresenta sempre un compito laborioso richiedente una grande attenzione ed almeno un personale tecnico altamente specializzato. Inoltre, l'arresto imprevisto di una macchina rende impossibile l'esecuzione d'una operazione e conseguentemente la produzione di un elemento, sia questo corona o pignone.

Nel caso particolare del « Formate » bisogna notare che queste macchine possono eseguire ingranaggi con rapporti di trasmissione non inferiori a circa 3:1 e conseguentemente servono quasi esclusivamente al taglio delle coppie per automobili.

Caratteristiche delle dentature.

I metodi di taglio suaccennati producono dentature che, se considerate per la loro forma geometrica, presentano delle caratteristiche distintive molto evidenti che si possono raggruppare in due categorie e precisamente:

dentatura ad altezza costante e dentatura ad altezza variabile.

Appartengono alla prima categoria quegli ingranaggi prodotti con utensili a creatore oppure anche circolari, ma lavoranti con processo continuo. L'altezza del dente, se misurata sulle due estremità della fascia, è costante, poichè il cono di genera-

zione esterno e quello di base sono paralleli a quello primitivo e cioè questi tre coni non hanno un vertice comune.

Appartengono alla seconda categoria gli ingranaggi prodotti con utensili circolari generalmente lavoranti con processi di divisione intermittente; l'altezza dei loro denti, misurata alle due estremità della fascia, è variabile poichè i tre coni di generazione sono convergenti ed hanno il vertice in comune.

riate costruzioni meccaniche e automobilistiche ottenendo risultati eccellenti sia per quanto riguarda la fattura degli ingranaggi sia per la praticità della loro produzione. Da tempo questa macchina, entrata nella nostra normale costruzione di macchine utensili, incontra il completo favore dei clienti come era nelle nostre previsioni.

La dentatrice DIS 400 lavora secondo il principio della generazione continua e gli ingranaggi sono teoricamente generati, facendo rotolare un

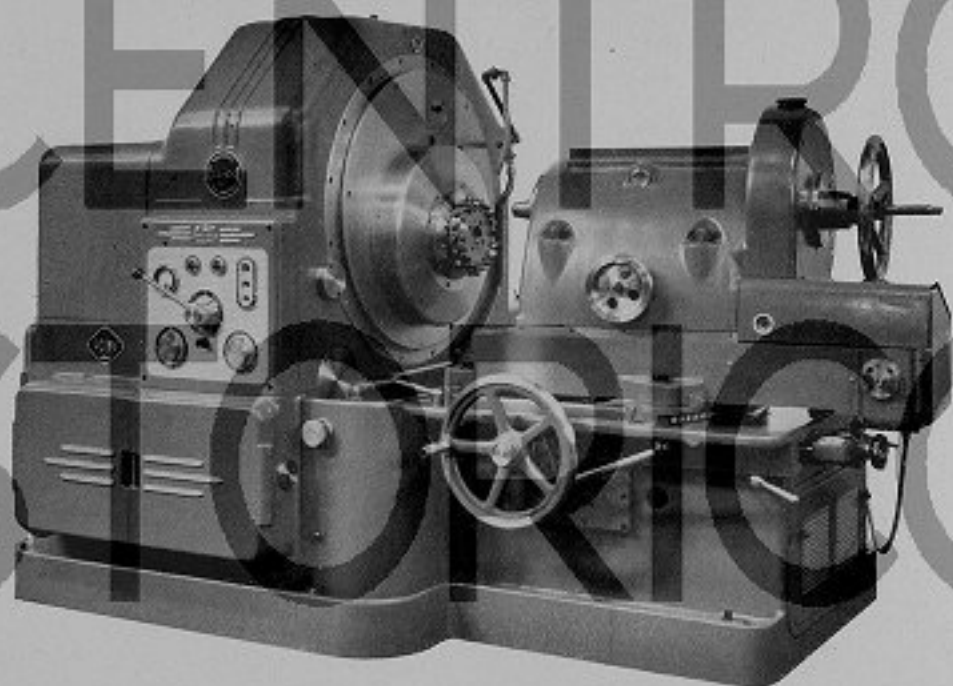


Fig. 1 - Dentatrice per ingranaggi conici spirroidali DIS 400

Descrizione del nuovo sistema di taglio.

Con questo sguardo panoramico alle caratteristiche funzionali delle macchine e dei metodi attualmente adottati nel taglio degli ingranaggi a denti curvi, abbiamo posto in evidenza qualche elemento tra i più indispensabili per facilitare la comprensione del nostro sistema che, in certo qual modo, s'inserisce fra quelli indicati.

Il nuovo processo di taglio che verrà descritto, è quello realizzato con la macchina DIS 400, studiata e costruita dalla Fiat - Grandi Motori (fig. 1).

Le prime prove eseguite su di una macchina sperimentale datano dal 1938.

Dopo parecchi anni di ricerche e dopo aver superate rilevanti difficoltà tecniche, vennero iniziate applicazioni in campo pratico nelle più sva-

cono di rivoluzione tangente alla linea primitiva d'una ruota piano conica. I profili creati da questo procedimento ad involuppo sono delle evolventi perfette a profili simmetrici con dentatura ad altezza costante.

L'azione di taglio è effettuata da una testa porta utensili circolare avente diversi coltelli operatori disposti approssimativamente secondo una spirale piana in modo da permettere, per ogni rotazione della testa, il passaggio di ciascuno di essi da un vano a quello successivo.

L'ingranaggio da tagliare e la testa porta coltelli ruotano in modo continuo sui loro propri assi, con moto assolutamente uniforme, durante tutta l'operazione di taglio e generazione di tutti i denti degli ingranaggi e ciò senza divisore o interruzione di contatto fra utensile e pezzo o ripe-

tizzazioni di movimenti per passare da un dente all'altro.

Come si è fatto per i procedimenti precedenti non ci dilunghiamo a descrivere le caratteristiche costruttive della macchina, illustreremo solo di sfuggita i tre movimenti rotativi continui dalla cui simultanea combinazione dipende l'azione di

e gli assi A e B (schema fig. 3). Il mandrino è montato sul supporto a flangia D e disposto eccentricamente rispetto all'asse del tamburo grande C.

Il valore dell'eccentricità, cioè la distanza fra l'asse B del tamburo C e l'asse E, che è anche l'asse di rotazione della testa utensile, è fissato in

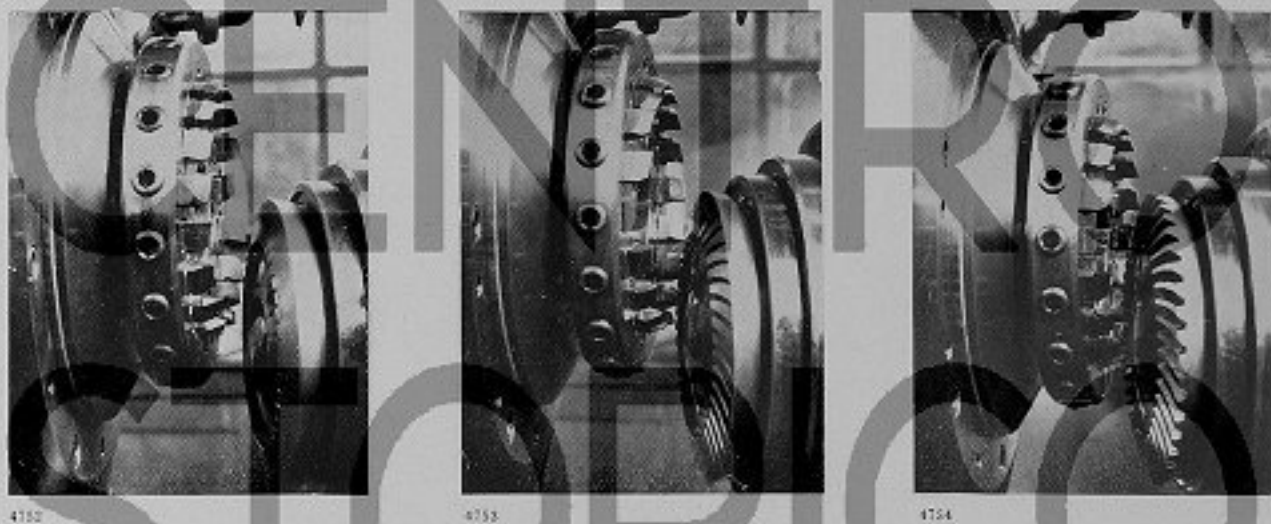


Fig. 2 - Tre fasi del procedimento di taglio di una ruota. Per effetto del progressivo abbassarsi della testa porta utensile, conseguenza del moto planetario, si ottiene la richiesta profondità del dente come appare confrontando le tre fotografie

generazione continua per la profilatura del dente, e cioè:

- 1) Rotazione dell'utensile (movimento di taglio).
- 2) Rotazione del pezzo (movimento di divisione).
- 3) Movimento di rotolamento (generazione dell'evolvente) ed avanzamento.

Rotazione dell'utensile.

L'azione di taglio è esercitata dalla rotazione dell'utensile, il di cui numero di giri costituisce la velocità di taglio variabile secondo il metallo da tagliare.

Il movimento di rotazione, azionato dal motore principale, è trasmesso al mandrino porta utensile E tramite cinematismi fissi, coppie intercambiabili

base alle dimensioni ed all'angolo di spirale dell'ingranaggio da tagliare ed al diametro dell'utensile adottato.

La regolazione dell'eccentricità è realizzata facendo ruotare il supporto a flangia D il quale verrà poi rigidamente fissato al tamburo C.

Rotazione del pezzo o movimento di divisione.

Il movimento di divisione, cioè la velocità di rotazione del pezzo da dentare, è sincronizzato con la rotazione della testa utensile in modo che per ogni giro della testa l'ingranaggio da eseguire ruota di un'entità pari al passo che si deve produrre, vale a dire che per ogni giro dell'ingranaggio la testa utensile farà tanti giri quanti sono i denti da tagliare.

Notiamo incidentalmente che questa perfetta sincronizzazione è puramente teorica poiché du-

durante il lavoro viene leggermente modificata la velocità del pezzo, tramite il differenziale, per dar luogo ad un ulteriore movimento necessario alla creazione del profilo ad evolvente. Questa variazione nella sincronizzazione dei due movimenti ha luogo soltanto quando il tamburo C viene messo in moto, come si vedrà in seguito.

Nello schema cinematico è illustrata la realizzazione del sincronismo in questione: il movimento è trasmesso simultaneamente al mandrino E

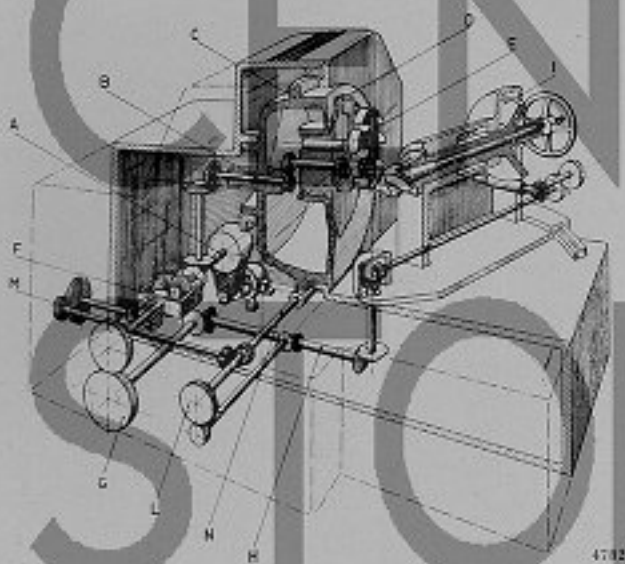


Fig. 3 - Schema della trasmissione dei 3 movimenti di taglio, di divisione e di generazione dell'evolvente

porta utensile ed alla ruota madre I del mandrino porta pezzo, tramite il gruppo differenziale F, le ruote intercambiabili G e l'asse H.

Movimento di rotolamento o generazione dell'evolvente.

Per poter descrivere come avviene la generazione dell'evolvente si suppone, sovrapposta al tamburo grande C, una cremagliera che nel nostro caso assume forma di corona dentata e viene denominata « ruota piano conica ideale »; il suo raggio primitivo è uguale alla lunghezza del cono primitivo dell'ingranaggio da tagliare.

Sulla figura 4 è stata indicata, questa ruota piano conica ideale che non è che la rappresentazione grafica del percorso dei coltelli du-

rante il movimento di rotazione della testa utensile.

Come già detto la disposizione dei coltelli è approssimativamente quella d'una spirale piana e, conseguentemente, ad ogni giro della testa i coltelli vengono ad occupare lo stesso spazio e quindi tener le veci d'un dente della ruota piano conica ideale.

Per ottenere la generazione dell'evolvente viene imposto alla ruota piano conica, un certo movimento rotatorio alla cui velocità periferica deve adeguarsi quella del pezzo, in modo che ambedue ruotino senza il minimo strisciamento tra le due superfici primitive.

Per realizzare la prima condizione, cioè porre in rotazione la ruota piano conica (in un percorso circolare attorno all'asse generale della macchina), si mette in rotazione planetaria l'asse porta utensile (il quale ruota sul proprio asse alla velocità di taglio predeterminata) facendo ruotare il tamburo grande C.

E' evidente che se l'utensile (che ruotando su se stesso materializza un dente attivo della ruota piano conica) viene posto in rotazione planetaria alla distanza E rispetto all'asse A-B è come se si mettesse in rotazione la ruota piano conica stessa (vedi fig. 4).

Per soddisfare alla seconda condizione vale a dire adeguare la velocità del pezzo (ruotante in sincronismo coll'utensile per la divisione) a quella della ruota piano conica interviene il differenziale F il quale, all'atto in cui il tamburo C entra in rotazione, modifica la suddetta velocità di sincronizzazione, fra pezzo ed utensile, in relazione a quella assunta dalla ruota piano conica (schema fig. 3).

In queste condizioni e durante tutta l'operazione di taglio, il pezzo continua a rotolare col cono primitivo tangente al piano primitivo della ruota piano conica allo stesso modo che un ingranaggio cilindrico rotola sul piano primitivo d'una cremagliera durante la sua generazione.

Per effettuare meccanicamente questi movimenti provvede l'asse H che comanda il tamburo C tramite l'asse N e le ruote intercambiabili L. Simultaneamente, per mezzo dell'albero N e le ruote intercambiabili M viene azionato il porta satellite del differenziale F che modifica la velocità di rotazione della ruota madre I (e conseguentemente quella del pezzo) realizzando così la velocità esatta di rotolamento fra la ruota piano conica e l'ingranaggio da tagliare.

La velocità di rotazione del tamburo grande C, regolata dalla coppia L, è utilizzata per ottenere l'avanzamento del coltello in modo, che avvicinandosi gradualmente al pezzo, ne fresa a poco a poco i denti e passando dalla parte opposta continua l'azione di taglio fino a che l'ingranaggio sia completamente finito.

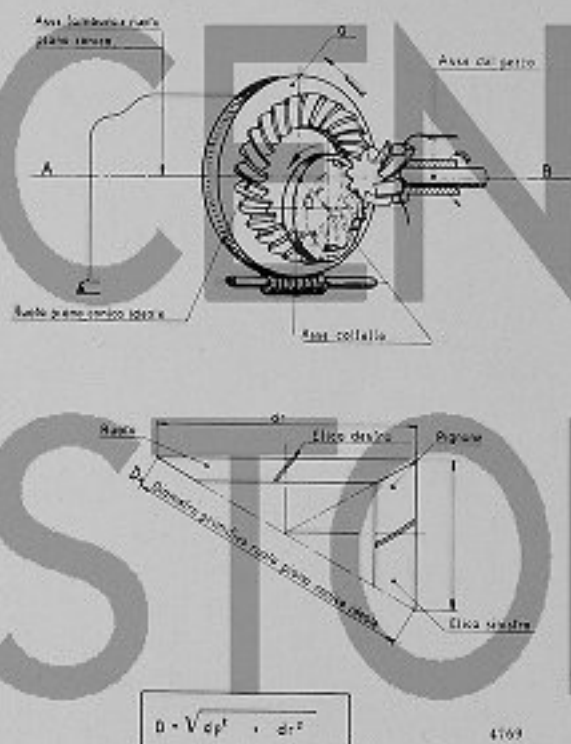


Fig. 4 - Rappresentazione schematica della ruota piano conica ideale

Utensile (ved. fig. 5).

La parte più caratteristica di questo sistema è costituita dalla testa porta coltelli la quale è simile alle note frese circolari usate dalla Casa Gleason e differisce da queste per la disposizione e profilatura dei coltelli taglienti.

Questa testa è formata da un disco circolare portante alla periferia un certo numero di coltelli registrabili in senso radiale a seconda del modulo e spessore del dente desiderato.

I lati taglienti dei coltelli hanno forma trapezoidale con profili simmetrici, l'inclinazione dei lati è uguale all'angolo di pressione da eseguire. Alcuni coltelli sono affilati per lavorare sul fianco interno del dente (fianco convesso) e gli altri su quello esterno (fianco concavo).

I coltelli di questa testa sono suddivisi in gruppi

aventi ognuno una propria denominazione a seconda della specifica funzione che assolvono nel ciclo di lavoro e cioè ad ogni giro della testa stessa e precisamente:

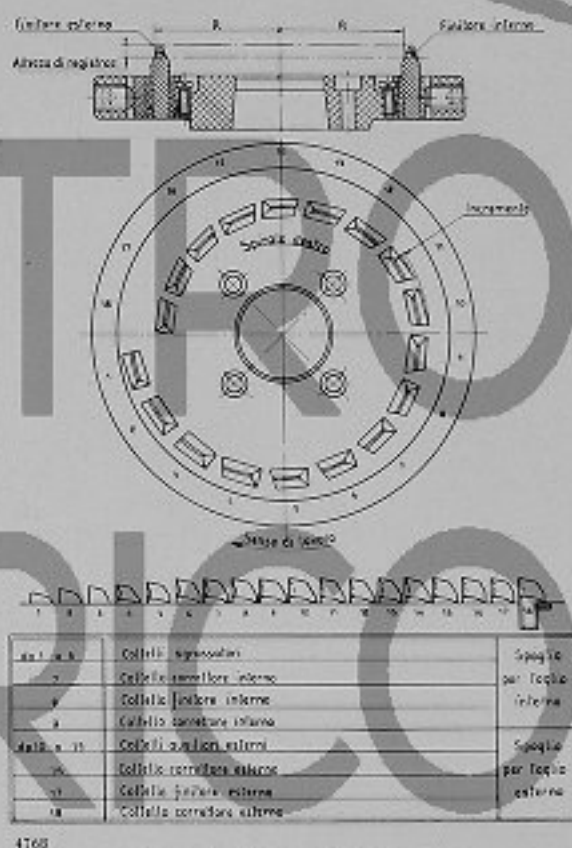


Fig. 5 - Testa porta utensili

1) Gruppo sgrossatori.

Questi coltelli svolgono esclusivamente il lavoro di sgrossatura e cioè creano un solco entro il quale passeranno poi gli altri utensili.

2) Gruppo ausiliari interni ed esterni.

Questi coltelli, passando nel solco prodotto dai suddetti, lo allargano e danno forma al vano del dente lasciando un lieve soprametallo per la finitura.

3) Gruppo finitori.

A questi coltelli (due per ogni testa, posti a 180°) è affidato il compito di finire il fianco del dente dando ad esso forma definitiva ed accurata.

4) Gruppo correttori.

Questi coltelli (posti uno prima e l'altro dopo ciascun finitore) hanno il compito di modificare a piacimento il profilo curvo dei denti creato dai

finitori, in modo da localizzare il contatto di trascinamento nella posizione voluta.

Le suddette fasi di lavoro e cioè, la creazione del vano, la sgrossatura, la finitura e la correzione della curvatura del dente, si svolgono automaticamente ad ogni giro della testa, poichè il comportamento di ogni coltello, o gruppo di essi, è determinato dalla loro reciproca distanza radiale, in conseguenza essi assumono la disposizione approssimativa di spirale piana.

Descrizione geometrica degli elementi principali per la creazione della curva dei denti.

Al fine di rendere più comprensibile il modo in cui la testa utensile usata nel nostro sistema possa produrre denti curvi e perfettamente distanziati fra loro di un'entità corrispondente al passo, si suppone che la testa sia costituita dai soli coltelli finitori e ruoti sul proprio asse senza essere



Fig. 6 - Tracciato descrittivo dei coltelli finitori interno ed esterno

animata da moto planetario rispetto al centro della ruota piano conica. Questo moto planetario può essere trascurato poichè serve solo a produrre la profilatura ad evolvente del dente e l'alimentazione di penetrazione dell'utensile nel pezzo, ma non influisce sulla conformazione geometrica della curvatura del dente.

Nella figura 6 è rappresentata la ruota piano conica delimitata dai raggi R1 ed R3 con centro di rotazione in O.

L'utensile è rappresentato schematicamente, dai due soli finitori E ed I con i rispettivi taglienti disposti a 180° ed alla stessa distanza radiale R dal centro di rotazione P.

I coltelli E ed I agiscono rispettivamente sul fianco esterno (concavo) e su quello interno (convesso).

Poichè l'ingranaggio da tagliare ruota in sincronismo con l'utensile, si avrà che la ruota piano conica ruoterà essa pure alla velocità x con un rapporto tale, rispetto alla velocità y dell'utensile, che per ogni giro di questo la ruota piano conica si sposterà di un'entità uguale al passo.

Geometricamente avremo quindi che un punto E dell'utensile ruotando di moto uniforme y attorno al punto P, descrive nella corona circolare di centro O la curva A-B rappresentante il fianco concavo del dente.

Se la ruota piano conica fosse ferma il punto I descriverebbe nuovamente la curva AB ma poichè, come già stato detto, la ruota piano conica ha la velocità pari ad uno spostamento uguale al passo del pezzo per ogni giro dell'utensile, ne risulta che il punto I descriverà la curva CD del fianco convesso del dente.

Allorchè il punto E incontra nuovamente la corona circolare in E1, esso descriverà la curva A1 B1, e così di seguito.

Le curve AB CD, A1 B1, ecc. sono geometricamente uguali e sovrapponibili ed è facile provarlo colla rotazione d'una di esse sul centro della ruota piano conica per un angolo corrispondente ad un semi passo dei denti. Ciò significa che non soltanto la divisione dei denti è precisa ma anche, ciò che è più importante, la suddivisione del passo dei denti fra vuoto e pieno è teoricamente esatta.

Per essere più esatti si fa notare che le curve AB e CD tracciate dal coltello finitore, non sono dei perfetti archi di cerchio con raggio R ma bensì delle curve simili a delle cicloidi allungate e ciò perchè, mentre il coltello traccia un raggio R colla velocità x , la ruota piano conica si sposta in sincronismo colla testa utensile ma colla velocità y , per produrre il movimento di divisione.

La differenza fra la curva reale descritta dall'utensile sull'ingranaggio ed un arco di cerchio di raggio R, è estremamente piccola in conseguenza della piccolissima velocità della ruota piano conica rispetto alla grande velocità dell'utensile.

Questa lieve differenza è però interamente compensata poichè le velocità relative dell'utensile e della ruota piano conica sia per il pignone che per la ruota, sono assolutamente simmetriche e conseguentemente descrivono curve perfettamente uguali e coniugabili.

Quanto sopra è dimostrato nello schema fig. 7 nel quale sono indicate le due posizioni, ed i relativi sensi di rotazione, assunti dalla testa utensile

per l'esecuzione delle eliche destre e sinistre rispettive ai due elementi coniugati della coppia.

Per l'esecuzione di un pignone avente l'elica destra, l'asse di rotazione della testa utensile viene posto in O alla distanza E (eccentricità) con senso di rotazione x. La curva descritta dai coltelli sul pezzo ruotante con senso di rotazione y, è delimitata dai punti AB.

vamente si può paragonare ad una spirale piana. In tali condizioni per ogni giro della testa tutti i coltelli operano nel medesimo vano, per passare al vano successivo ad ogni successiva rotazione.

Il modo di lavoro di questo utensile speciale, rappresentato in Fig. 5 con le denominazioni dei coltelli può essere riassunto schematicamente come segue:

I coltelli sgrossatori interni che si susseguono

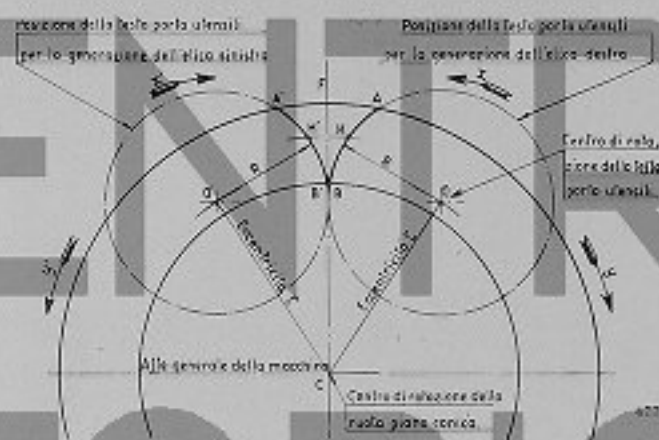


Fig. 7 - Posizioni della testa porta utensili per la generazione dell'elica sinistra e dell'elica destra

Per tagliare la corona accoppiata, l'asse della fresa è collocato in una posizione O' colla stessa eccentricità (E) e col senso di rotazione x' mentre il pezzo ruota nel senso y'; i coltelli tracciano conseguentemente la curva A' B'.

Essendo le velocità x e y assolutamente uguali alle rispettive x' e y' le quali sono soltanto di senso contrario, la curva A B risulterà simmetrica e quella A' B' e gli angoli di pressione risultante ai punti A H B saranno uguali agli angoli corrispondenti di A' H' B' posti sulla curva d'accoppiamento opposta, si otterrà così una perfetta coniugazione delle due eliche in qualsiasi punto della lunghezza della fascia o dell'altezza del dente.

Modo di lavoro della testa utensile.

Com'è già stato detto, i due coltelli finitori sono sempre posti sulla testa a 180° ed alla stessa distanza radiale (misurata sui taglienti) dal centro di rotazione.

A partire da questi coltelli tutti gli altri hanno distanze radiali progressive, determinate da un certo incremento consecutivo fra ogni coltello, per cui assumono una disposizione che approssimati-

ad altezze crescenti, operano per primi nel metallo e formano una scanalatura iniziale per permettere il passaggio del finitore interno, che ha la sola funzione di dare forma definitiva e perfetta al fianco convesso.

Seguono quindi i coltelli esterni che hanno tutti la medesima altezza dei finitori e che a loro volta allargano la scanalatura precedente per consentire il passaggio del finitore esterno che dà forma perfetta al fianco concavo.

Sullo schema della Fig. 9 sono state riportate le curve tracciate dai coltelli sgrossatori interni 1-2-3-4-5-6 e dagli ausiliari interni 10-11-12-13-14-15. Tutte queste curve sono differenti da quelle tracciate dai finitori e le loro distanze corrispondono allo spessore del truciolo asportato da ogni coltello.

Questa particolare disposizione degli utensili consente una razionale lavorazione contemporanea di sgrossatura e finitura dell'ingranaggio.

Ogni gruppo di utensili ha un compito specifico e ben determinato, così che i coltelli finitori che generano il profilo definitivo dei denti, asportano costantemente soltanto un piccolissimo spessore di materiale senza effettuare alcun lavoro di sgrossatura.

La sgrossatura o formazione del solco iniziale, viene invece esclusivamente eseguita da coltelli i quali non generano nel modo più assoluto profili definitivi.

Ne consegue una miglior finitura della superficie e della forma del profilo e quindi una più accurata coniugazione dei denti.

I profili curvi concavi e convessi, del pignone e della ruota così generati, si accoppiano perfet-

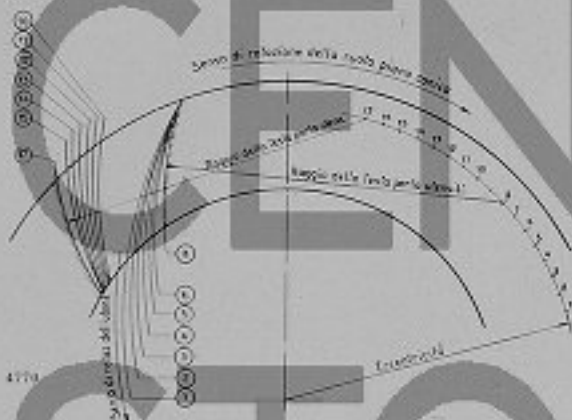


Fig. 8 - Tracciato delle curve descritte dai coltelli sgrossatori, ausiliari e finitori

tamente su tutta la lunghezza della fascia del dente dando luogo ad un contatto di trascinamento completo, teoricamente perfetto in quanto concerne la pressione specifica sui fianchi.

Nella pratica questa condizione ideale non è sempre realizzabile perchè, per effetto della trasmissione del carico, si producono dei movimenti assiali che spostano il contatto di portata verso le estremità dei denti. Se il carico restasse così concentrato in una zona ristretta si produrrebbe la rottura o l'anormale usura dell'ingranaggio in conseguenza dell'elevata pressione specifica.

E' quindi necessario modificare le due curve coniugate e creare un contatto localizzato che possa spostarsi liberamente su tutta la fascia senza raggiungere le zone estreme dei denti. A questo scopo provvedono i coltelli correttori posti avanti e dopo ogni finitore, che hanno la precisa funzione di modificare il profilo prodotto dai finitori stessi asportando qualche centesimo di millimetro di metallo secondo delle linee curve che si giustappongono alla superficie del fianco generato, provocando in tal modo una zona di trascinamento localizzata.

Sulla Fig. 10, le curve A-A1 ed A2-A3 rappresentano le curve descritte rispettivamente dai fi-

nitore interno ed esterno. Le curve B-C e B1-C1 sono tracciate dai correttori operanti sul fianco interno e che asportano il metallo nelle zone A-B-C ed A1-B1-C1 lasciando intatto il segmento della curva B1-C, zona dove deve essere localizzato il contatto sul fianco interno.

Identico ragionamento può farsi per il fianco esterno allo scopo di localizzare il contatto sul segmento C2-B3.

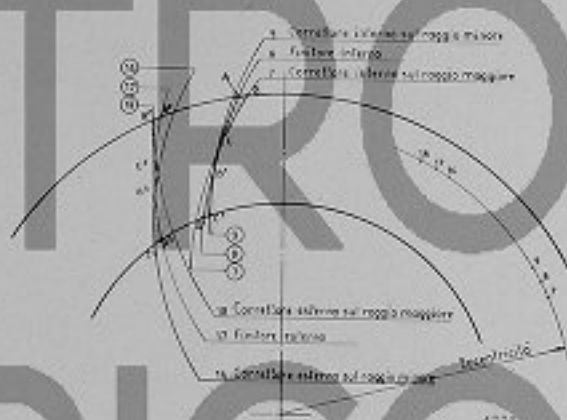


Fig. 9 - Tracciato delle curve descritte dai coltelli finitori e correttori

Con una regolazione predeterminata dei correttori si possono ottenere dei contatti localizzati a metà della fascia o limitati verso la parte ristretta del dente, o dei contatti alterni aventi una certa asimmetria fra loro; quest'ultimo caso particolare è adottato nel campo automobilistico quando si vogliono prevenire le deformazioni dovute alla tempera (Fig. 8).

Grazie a questa possibilità di localizzazione sono stati eseguiti ingranaggi con soli 6 denti per l'automobile e 3 per riduttori ottenendo un grado di silenziosità veramente eccellente.

Tempi di lavorazione.

Circa i tempi di produzione si fa notare che in ogni caso, e nella misura comune a tutti i sistemi, essi sono influenzabili da parecchi fattori, quali:

Caratteristiche di taglio ed omogeneità dei materiali, grado tecnologico di finitura necessaria, qualità degli utensili e loro durata di taglio, ed infine la destinazione degli ingranaggi prodotti, se per macchine industriali, autocarri, autovetture, ecc. che a seconda dei casi richiedono condizioni del tutto speciali.

Per dare un'idea dei tempi di produzione ottenibili con questo processo riportiamo quelli rilevati in pratica lavorando materiale al nichel da 60 a 70 Kg. di resistenza con acciai rapidi contenenti il 18% di tungsteno e velocità di taglio 35 m.

a) coppia per vettura automobile, rapporto 9/41, Modulo 4

Ruota — 29" per dente — ossia circa 20' per la ruota

Pignone — 60" per dente — ossia circa 9' per il pignone.

La durata di lavoro fra due affilature dell'utensile varia da 8 a 20 ore.

In certi casi e con un metallo omogeneo si sono potute superare 50 ore di lavoro.

Com'è già stato accennato, con macchine americane lavoranti in batteria si impiegano generalmente 5 unità per produrre una coppia completa e cioè, due macchine per la dentatura della corona e tre per il pignone.

Supponendo di impiegare 5 delle nostre macchine (e ciò a solo titolo di confronto) suddivise tre per le corone e due per i pignoni, si avrebbe una produzione oraria di 9 coppie circa.

b) coppie per autocarri, rapporto 8/45, Modulo 7,25.

Ruota 50" per dente

Pignone 100" per dente.

Per completare questa descrizione, aggiungeremo che le nostre macchine destinate ai lavori in serie sono dotate d'un dispositivo di bloccaggio idraulico del pezzo, e d'un cambio automatico per variare le velocità d'avanzamento, allo scopo di sfruttare al massimo la potenza che si rende disponibile all'inizio e fine del ciclo di lavoro e quindi aumentare la produzione totale della macchina.

Per la regolazione dei coltelli sulla testa è stato costruito un apparecchio speciale che permette un facile controllo angolare e radiale come pure il controllo dell'angolo di pressione dei coltelli (fig. 10).

L'affilatura dei coltelli può essere fatta separatamente e coi coltelli montati sulla testa, utilizzando una comune affilatrice preferibilmente dotata di un apparecchio divisore di nostra costruzione appositamente studiato (fig. 11).

Riassunto.

Questo processo di taglio in cui la semplicità di funzionamento è la caratteristica peculiare, offre, rispetto ai sistemi più in uso, numerose condizioni vantaggiose che si possono così riassumere:

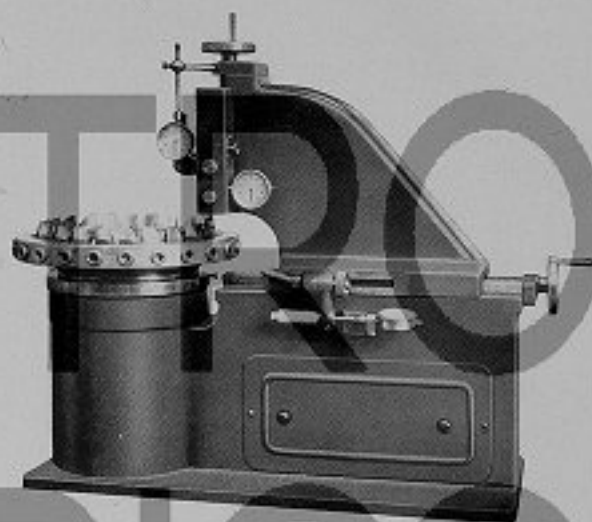


Fig. 10 - Apparecchio per la messa a punto lame

Ogni macchina può tagliare indifferentemente sia ruote che pignoni direttamente dal pezzo greggio, senza sgrossature preliminari poiché i due fianchi

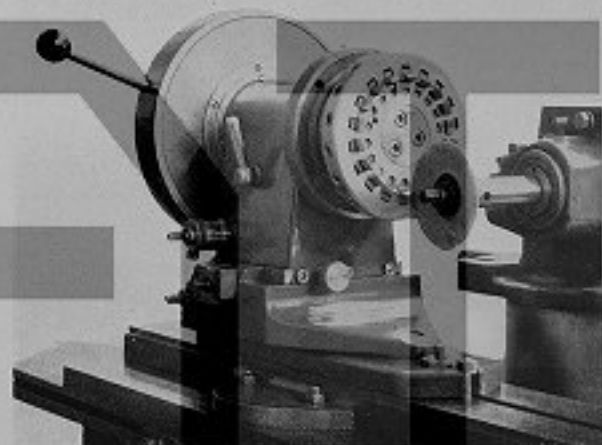


Fig. 11 - Apparecchio per l'affilatura lame

dei denti dell'ingranaggio sono lavorati simultaneamente. E' quindi eliminata la necessità di disporre più macchine lavoranti in batteria per la

produzione di un solo elemento e conseguentemente sono pure eliminati i tempi passivi per il passaggio dei pezzi da una macchina alle successive e le notevoli difficoltà per la messa a punto e sincronizzazione delle operatrici collegate fra loro. Al riguardo si può raggiungere che con la nostra macchina la produzione complessiva di coppie è direttamente proporzionale al numero delle macchine funzionanti e cioè, l'arresto imprevisto di una di esse non pregiudica la produzione di un elemento finito, sia questo pignone o corona, anzi, qualora si verificasse ad esempio un'anticipo nella produzione dei pignoni rispetto a quella delle corone, queste potrebbero essere prodotte in qualsiasi momento dalla stessa macchina adibita prima alla produzione dei pignoni, lo stesso dicasi per il caso inverso.

Col descritto processo a generazione continua non sono necessari divisori intermittenti e perciò la divisione del passo risulta di elevata precisione essendo esclusivamente affidata al moto risultante dalle rotazioni sincronizzate dell'asse porta pezzo e dell'utensile, moto che è a sua volta determinato da un gruppo di ruote il cui rapporto è sempre un numero intero.

La posizione radiale ed angolare dei coltelli taglienti non richiede delle precisioni ultramicrometriche ed eventuali errori non influiscono minimamente né sulla divisione né sulla generazione del profilo del dente poiché i fianchi di questo sono generati da un solo finitore e così per tutti i denti.

L'inclinazione dell'elica non è legata al modulo

od al tipo di fresa ma dipende solo dalla posizione geometrica che l'utensile assume rispetto all'asse generale della macchina (eccentricità). Ogni testa può quindi produrre eliche variabili da 0° a 40° .

L'addendum, il dedendum e lo spessore del dente sono eseguibili a piacimento con la semplice registrazione radiale dei coltelli.

Il valore e la posizione delle localizzazioni di portata sono determinabili a piacimento colla sola registrazione radiale dei coltelli correttori.

I coltelli hanno tutti forma trapezoidale e lati simmetrici risultando di facile esecuzione ed intercambiabilità. La loro affilatura può eseguirsi sia colle teste montate come separatamente per ogni coltello.

Il numero degli utensili è assai limitato. Normalmente con tre coppie di teste possono essere lavorati ingranaggi aventi moduli interi e frazionari da 2 a 8 con delle dimensioni della ruota piano conica da 50 a 400 mm.

Per quanto a nostra conoscenza, non riteniamo siano state finora messe a punto altre macchine capaci di produrre in modo semplice e razionale, con utensili frontali agenti con processo continuo, ingranaggi conici a dentatura spiroidale da applicarsi non soltanto nelle costruzioni meccaniche in genere ma anche in quelle automobilistiche in specie. Applicazione quest'ultima, nella quale la conformazione tecnologica della dentatura deve raggiungere un'elevato grado di perfezione per soddisfare alle rigide esigenze imposte dalle speciali condizioni di funzionamento della coppia.

A. CIALLIÈ.



LA NUOVA MOTONAVE "SISES",

Sala da pranzo

Ha da pochi giorni concluso il suo viaggio inaugurale la M.n. « Sises », della Soc. Italnavi di Genova. Costruita dai Cantieri di Taranto (ex Tosi); questa nave è gemella della « Selma Salen » dell'Armatore S. Salen di Stoccolma consegnata nell'agosto 1948.

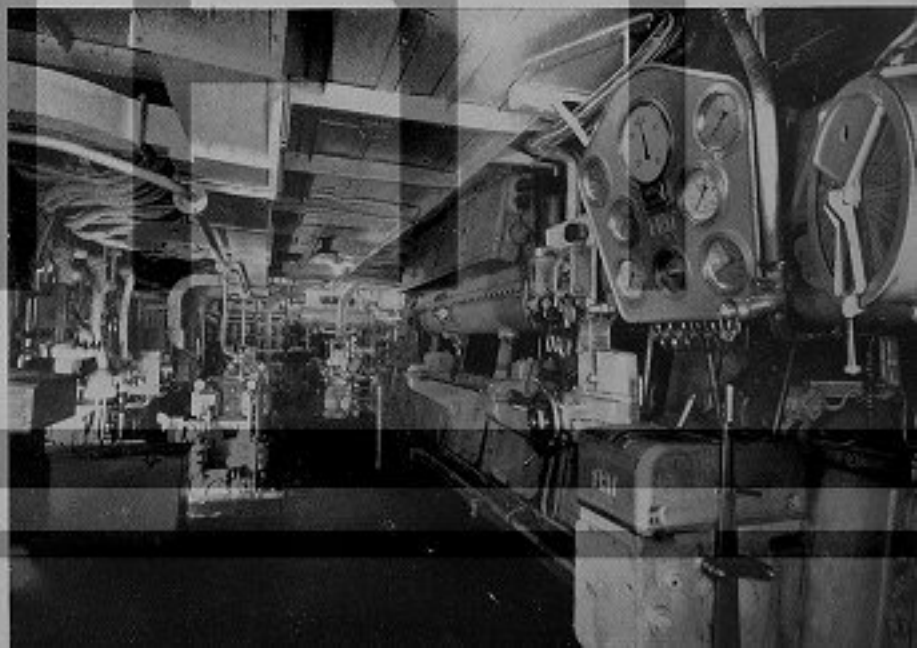
Entrambe sono motonavi miste, della portata di circa 10.000 t e possono mantenere in effettiva navigazione la velocità di 15,5 ÷ 16 miglia/ora.

La Sises è adibita insieme con la Sestriere, la F. Morosini e la A. Gritti, tutte motonavi moderne munite di apparati motori Fiat, alla linea regolare Italia-Sud America gestita dal Gruppo Italnavi-Sidarma. Date le caratteristiche del traffico di questa linea la Sises possiede sistemazioni per una

Salotto soggiorno



Posto di manovra del motore principale





M/V Sinox

4743

cinquantina di passeggeri di Classe e per alcune centinaia di passeggeri di 3^a Classe; inoltre ha due stive frigorifere per trasporto carne.

L'apparato motore è costituito da un motore principale (a 2 tempi doppio effetto, 7 cil. Ø 640 mm) della potenza normale di 6000 HP effettivi a circa 125 giri/l' e da 5 gruppi elettrogeni (a 4 tempi 6 cil. Ø 250 mm della potenza unitaria di 200 kW).

Durante le prove in mare, al dislocamento di pieno carico, è stata raggiunta e mantenuta per 6 ore la velocità (misurata sulla base) di 18,3 miglia/ora, sviluppando il motore la potenza massima di circa 9000 HP a 142,6 giri/l'.

Motori ausiliari



4761

Il Bar



M/N RIO DE LA PLATA. — E' stata felicemente varata a Genova nel mese scorso la M/n Rio de la Plata: essa è la prima delle tre grandi motonavi miste in costruzione presso il Cantiere Ansaldo per conto della Flota Mercante del Estado Argentino.

Essa, come le successive Rio Tunuyan e Rio Jachal sarà azionata da due motori (a due tempi,



Il varo della motonave
Rio de la Plata

doppio effetto, 10 cil. di $\varnothing$ 650 mm) della potenza normale di 2×9000 HP eff. a circa 160 giri/l' e della potenza massima alle prove di 2×13.000 a 170 giri/l', motori che sono attualmente in corso di prova nello Stabil. Grandi Motori di Torino.

M/N A. VESPUCCI. — E' la quinta Motonave della serie dei « Navigatori », cioè di una serie di 6 Motonavi veloci e miste, già ordinate anteguerra della Soc. Italia e che stanno regolarmente entrando in servizio sulle linee del Centro e Sud America e dell'Australia.

Anche queste Motonavi sono dotate di un motore di propulsione Fiat (a due tempi, doppio effetto, 9 cil. di $\varnothing$ 640 mm) della potenza normale di 7.500 HP effetti, a 125 giri/l', costruito a Trieste dalla Fabbrica Macchine di S. Andrea dei C.R.D.A.

M/N FERNSIDE. — E' stata consegnata all'armatore al principio di Aprile ed è la quinta di una serie di Motonavi da carico veloci da 10.000 t., costruite dal C.R.D.A. e dall'Ansaldo per i due Armatori Norvegesi W. Wilhelmsen & Fearnley e Eger. Questa serie di navi è dotata di un motore di propulsione Fiat (a 2 tempi, doppio effetto, 9 cil. di $\varnothing$ 640 mm) della potenza normale di 7.500 HP eff. a 125 giri/l'.

LA PRIMA MOTOCISTERNA ITALIANA DI GRANDISSIMO TONNELLAGGIO, che avrà una portata di 26.000 t. ad una velocità normale di navigazione di oltre 16 miglia è stata ordinata in questi giorni dall'Armatore A. Lauro ed è la più recente manifestazione della sua esemplare e coraggiosa energia costruttiva.

Essa sarà azionata da due motori di nostra costruzione (a due tempi, semplice effetto, 9 cil. di $\varnothing$ 750 mm) in grado di sviluppare, funzionando con Bunker oils la potenza normale di 14.000 HP eff. a 120 giri/l'.