

UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in ingegneria meccanica

Studio dei rendimenti dei motori oleodinamici e dei coefficienti d'attrito di macchine trivellatrici

Study of performance of hydraulic motors and friction coefficients of drilling machines

Relatore: Chiar.mo

Prof. Sasso Marco

Tesi di Laurea di:

Malvestiti Alessio

A.A. 2021/2022

Studio dei rendimenti dei motori oleodinamici e dei coefficienti d'attrito di macchine trivellatrici

Indice

Introduzione	3
1.1 Obiettivi della trattazione	3
1.2 Asta telescopica	3
1.3 Rotary	6
1.4 Argano	8
1.5 Torre	8
1.6 Tavola	11
1.7 Funzionamento	13
1.8 Motore oleodinamico	13
1.9 Attrito	19
1.10 Celle di carico	19
1.11Trasduttori di pressione	21
Calcoli progettuali e di verifica	24
2.1 Rotary	27
2.1.1Coppia massima	31
2.1.2 Velocità rotary	35
2.2 Argano	37
2.2.1Tiro massimo	38
2.2.2 Velocità di discesa	41
2.3 Modellazione attrito	42
2.3.1 Forze dei cilindri	44
2.3.2 Tiro rotary	44
2.3.3 Spinta rotary	46
2.3.4 Tiro tavola	48
2.3.5 Spinta tavola	50
Considerazioni finali	54
Bibliografia	56

Capitolo primo

Introduzione

1.1 Obiettivi della trattazione

L'elaborato si incentra sulla valutazione preliminare e validazione sperimentale dei rendimenti dei principali movimenti delle macchine trivellatrici esaminate, con lo scopo di conoscerli e tenerne conto in progettazioni future, anche in ottica di miglioramento dell'efficienza e riduzione dei consumi.

Per la realizzazione di una trivella Geax si parte dalla base di un escavatore poi si aggiungono i pezzi necessari quali: braccio, tavola, torre, argani, rotary ed asta telescopica.

1.2 Asta telescopica

La funzione di tale componente è quella di trasferire all'utensile da scavo sia la coppia di torsione che la spinta prodotta dalla perforatrice idraulica.

Le aste telescopiche possono essere di tipo a frizione o ad incastro: sono formate da tubi concentrici sui quali vengono saldate, sulla parte esterna, delle costole, longitudinalmente, lisce nel caso di aste a frizione, dentate per quelle ad incastro. Nella parte interna del tubo viene saldato il negativo delle costole. Il tubo più interno porta, saldato, un fondello circolare dello stesso diametro del tubo esterno, per consentire la risalita di tutti gli elementi, e un giunto nell'estremità inferiore per attaccare l'utensile. Nella parte opposta si trova invece l'occhiello che serve ad assicurare il cavo per il sollevamento. Nella sommità del tubo esterno è presente un dispositivo guida aste: un telaietto che collega l'asta con le guide della torre rendendola vincolata alla stessa, allo scopo di limitare le oscillazioni in fase di scavo.



Figura 1: particolare dell'asta, montata sulla trivella



Figura 2: particolare dell'asta con visibile il giunto quadro, sotto, e in alto l'attacco per il cavo



Figura 3: particolare della dentatura delle costole, in verde

1.3 Rotary

È il componete che mette in rotazione l'asta e può scorrere lungo la torre; è costituito da un canotto centrale, avente il negativo delle costole, dove scorre l'asta. Il canotto è calettato ad una ruota dentata, corona, posta in rotazione da uno o due pignoni collegati ad altrettanti motori oleodinamici tramite riduttori; la scelta della quantità di motori dipende della potenza necessaria alla macchina.

La rotary è vincolata a scorrere lungo la torre ed è mossa da un cilindro oleodinamico, dando così il moto di avanzamento dell'utensile.



Figura 4: particolare della rotary montata



Figura 5: cad della rotary: in blu i motori, arancione i riduttori e verde la slitta

1.4 Argano

Tiene appesa l'asta telescopica, movimentandola ad ogni trivellata. È formato da un tamburo scanalato, dove si avvolge il cavo, con all'interno il riduttore epicicloidale a tre stadi, posto in rotazione dal motore oleodinamico. Si trova alla base della torre, nel lato opposto della rotary e, tramite due carrucole poste in cima alla stessa, è capace di collegarsi all'asta.

1.5 Torre

È un telaio costruito con sezione tubolare rettangolare dove, nella parte anteriore, sono presenti le guide per lo scorrimento della rotary e dell'asta, mentre in quella posteriore sono collocate le guide della tavola, l'argano principale per le aste e l'argano ausiliario per sollevare varie cose utili in cantiere.



Figura 6: particolare della torre



Figura 7: cad della torre: in verde le guide per le slitte e in blu l'alloggiamnento per l'argano

1.6 Tavola

Ha lo scopo di sorreggere la torre insieme al braccio, tenendo la torre a piombo, in fase di scavo o orizzontale, in fase di trasporto. La tavola presenta anche le slitte per lo scorrimento verticale della torre, tramite appositi pistoni.



Figura 8: articolare della tavola



Figura 9: cad della tavola

1.7 Funzionamento

La trivellata è composta da più fasi: discesa, scavo, salita e scarico.

Nella fase di discesa l'utensile scende nel foro da scavare alla massima velocità consentita dall'argano fino a quando non arriva a toccare terra; a questo punto inizia la fase di scavo, ponendo in rotazione, con la massima coppia, l'utensile con la rotary, tramite l'asta, mentre l'avanzamento viene affidato al pistone che collega rotary e torre o ai pistoni che collegano la torre con la tavola, a discrezione dell'operatore. Finita la fase di scavo, quando l'utensile è pieno di terra, inizia la salita di uscita dal foro con la massima velocità consentita dall'argano. Per la fase di scarico ci si sposta di lato, si apre l'utensile invertendo più volte la rotazione con la massima velocità consentita dalla rotary; scaricato l'utensile si ripete il ciclo.

1.8 Motore oleodinamico

È una macchina motrice volumetrica che, alimentata da un flusso di liquido erogato dalla pompa, sviluppa sull'albero un regime di rotazione e una coppia. La funzione del motore è quella di convertire la potenza idraulica in quella meccanica, spingendo il fluido in pressione su ruote dentate, pistoni o palette, in base al tipo di motore.

I motori oleodinamici possono essere calettati direttamente all'albero dell'utilizzatore oppure attraverso un riduttore. La maggior parte dei motori vengono utilizzati in situazioni di inversione di moto o di frenatura, in regimi di rotazione variabili, alte pressioni o alte temperature.

Esistono diversi tipi di motori: ad ingranaggi, a pistoni o a palette. I motori ad ingranaggi sono compatti e forniscono un servizio continuo a livelli di potenza nominale con un'efficienza moderata. Hanno un'elevata tolleranza alla contaminazione dell'olio idraulico che è da tenere in considerazione per le applicazioni in ambienti sporchi.

I motori ad ingranaggi esterni sono costituiti da una coppia di ingranaggi accoppiati racchiusi in un alloggiamento. Entrambi gli ingranaggi hanno la stessa forma del dente e sono azionati dal fluido in pressione. Un ingranaggio è collegato a un albero di uscita e l'altro a un tenditore. Il fluido pressurizzato entra nell'alloggiamento in un punto in cui gli ingranaggi si innestano forzandoli a ruotare e seguendo il percorso di minor resistenza, attorno alla periferia dell'alloggiamento.

Il fluido esce a bassa pressione dal lato opposto del motore. Le strette tolleranze tra gli ingranaggi e l'alloggiamento aiutano a controllare le perdite di fluido e ad aumentare l'efficienza volumetrica.



Figura 10: motore ad ingranaggi

Tutti i motori idraulici a pistoni sono disponibili nelle versioni a cilindrata fissa e variabile. Il tipo più comune di motore idraulico disponibile è quello a pistoni assiali. I motori idraulici a pistoni assiali hanno un'elevata efficienza volumetrica. Ciò consente una velocità costante in condizioni di coppia variabile o viscosità del fluido. I motori idraulici a pistoni assiali sono anche tra i più adattabili a condizioni di carico variabili. Sono disponibili in due tipi di design di base: con piatto oscillante o con asse inclinato. Il design del piatto oscillante è il più comunemente disponibile, ma il design ad asse inclinato è il più affidabile, ma generalmente più costoso.



Figura 11: motore a pistoni assiali con piatto oscillante



Figura 12: motore a pistoni assiali ad asse inclinato

I motori idraulici a pistoni radiali hanno eccentrico cilindrico collegato all'albero condotto e di solito possono produrre più coppia rispetto ai motori idraulici a pistoni assiali. Hanno una gamma di velocità limitata, tuttavia, e sono più sensibili alla contaminazione del fluido idraulico. La canna contiene una serie di pistoni che si alternano in un foro radiale. Le estremità esterne del pistone poggiano contro un anello di spinta e il fluido pressurizzato scorre attraverso un perno al centro dell'eccentrico per guidare i pistoni verso l'esterno. I pistoni spingono contro l'anello di spinta e le forze di reazione fanno ruotare l'eccentrico. La cilindrata del motore viene variata spostando lateralmente il blocco di scorrimento per modificare la corsa del pistone. Quando gli assi centrali dell'eccentrico e dell'alloggiamento coincidono, non c'è flusso di fluido e quindi l'albero condotto si ferma. Spostando l'asse oltre il centro si inverte la direzione di rotazione del motore. I motori a pistoni radiali sono estremamente efficienti e classificati per una coppia relativamente elevata.



Figura 13: motore a pistoni radiali

I motori a palette sono compatti, semplici nel design, affidabili e hanno una buona efficienza complessiva alle condizioni nominali. Il limite è che hanno una capacità limitata a bassa velocità. I motori a palette utilizzano molle o la pressione del fluido per estendere le palette. I motori a palette hanno un rotore scanalato montato su un albero di trasmissione azionato dal rotore. Le palette, inserite strettamente nelle fessure del rotore, si muovono radialmente contro la parete interna dell'involucro per separare i diversi vani. L'involucro presenta due sezioni radiali maggiori e due minori unite da tratti di transizione o rampe. I motori a palette utilizzano generalmente una configurazione a due o quattro porte. I motori a quattro porte generano il doppio della coppia a circa la metà della velocità dei motori a due porte. L'elevata efficienza della coppia di spunto dei motori a palette li rende adattabili agli azionamenti per argani di sollevamento consentendo al motore di avviarsi sotto carico elevato. I motori a palette forniscono buone efficienze operative, ma non così elevate come quelle dei motori a pistoni. La vita utile di un motore a palette è in genere più breve di quella di un motore a pistoni.



Figura 14: motore a palette

L'efficienza dei motori idraulici può essere semplificata dividendo le perdite in due tipi: volumetriche e idromeccaniche. Le perdite volumetriche sono il risultato delle perdite interne al motore e sono principalmente riconducibili a motivi di lubrificazione in particolare nell'accoppiamento tra pistone e cilindro e quelle localizzate al punto di contatto tra i pistoni e il piatto inclinato. Altre perdite volumetriche sono da imputare alle tolleranze di accoppiamento tra la piastra distributrice e il blocco dei cilindri. Il rendimento risultante, rendimento

volumetrico, è il rapporto tra la portata teorica e quella effettivamente assorbita dal motore, rappresentato nella seguente formula:

$$\eta_{v} = \frac{Q_{st}}{Q_{s}} = \frac{Q_{st}}{Q_{st} + Q_{sv}} = \frac{1}{1 + \frac{Q_{sv}}{Q_{st}}}$$

Con: $Q_{st} = V_g \cdot n_s$

Dove:

 Q_{st} : portata teorica data dal prodotto della cilindrata, V_g , per il numero di giri, n_s , con differenza di pressione tra entrata e uscita del motore pari a zero,

 Q_{sv} : portata delle perdite volumetriche del motore.

Le perdite idromeccaniche sono quelle dovute all'attrito tra i singoli componenti e quelle generate dai fenomeni di attrito viscoso, come, per esempio, il flusso attraverso i canali interni del motore. Il rendimento idromeccanico si definisce come il rapporto tra la coppia reale, misurata all'albero, e quella realmente assorbita dal motore:

$$\eta_{id} = \frac{M_s}{M_{st}} = \frac{m_{st} - M_{sid}}{M_{st}} = 1 - \frac{M_{sid}}{M_{st}}$$
$$M_{st} = \frac{q_s \cdot \Delta p_s}{2\pi}$$

Dove:

 M_{st} : coppia teorica all'albero

 q_s : portata fornita al motore

 Δp_s : differenza di pressione tra entrata e uscita del motore

 M_{sid} : perdita di coppia dovuta alle perdite idromeccaniche

 M_s : coppia reale all'albero

1.9 Attrito

Nei materiali utilizzati industrialmente è sempre presente una certa rugosità superficiale, quindi, in due superfici poste in contatto reciproco, le sporgenze, essendo una piccola parte della superfice iniziale, sono sottoposte ad alte pressioni di contatto che realizzano così legami di adesione o coesione intermolecolare.

Nella seguente trattazione possiamo fare riferimento al modello di Coulomb per la modellazione dell'attrito statico:

$$|F_{att}| = ta \, n \, \Phi_s \, |R_a| = \mu |R_a|$$

 R_a : reazione vincolare orizzontale, ovvero la forza normale allo scorrimento Φ_s : angolo di attrito statico

 μ : coefficiente di attrito statico

1.10 Celle di carico

Sono trasduttori che misurano forze, restituendo una variazione di tensione prodotta dalla deformazione degli estensimetri.

Le celle di carico ad estensimetri sono composte da un corpo realizzato in metallo, in genere alluminio o acciaio inossidabile, che sotto l'applicazione del carico si deforma e, a meno che non venga sovraccaricato, ritorna alla forma originale una volta scaricato. Al corpo metallico vengono incollati gli estensimetri, che, deformandosi insieme al corpo, cambiano la loro resistenza elettrica, proporzionalmente alla deformazione, di conseguenza al carico.

Gli estensimetri sono composti da un sottile film di materiale plastico dove viene annegato un filamento di rame molto sottile, disposto in una particolare serpentina, in modo da produrre un cambiamento di resistenza lungo un particolare asse. In caso di trazione il filamento si allunga e si assottiglia, viceversa, in caso di compressione, si accorcia e si ispessisce, provocando rispettivamente un aumento o diminuzione della resistenza elettrica.

I cambi di resistenza elettrica sono in generale nell'ordine di decimi di Ohm, per cui sono necessari amplificatori di segnale o bisogna ricorrere a un ponte di Wheatstone con collegati quattro estensimetri in maniera opportuna, neutralizzando così anche gli effetti dovuti alla dilatazione termica del filamento.



Figura 15: cella di carico Tractel group portata massima 20t

1.11Trasduttori di pressione

I trasduttori di pressione piezoelettrici usano un cristallo piezoelettrico come elemento elastico e sensore. Il quarzo è il materiale piezoelettrico più usato perché ha un alto modulo di elasticità, alta frequenza di risonanza, buona linearità e piccola isteresi. Si possono raggiungere frequenze di risonanza fino a 0.5 MHz pur mantenendo alta la sensibilità.

Il cristallo di quarzo è racchiuso in un guscio cilindrico che ad un'estremità ha un sottile diaframma (l'elemento elastico sensibile alla pressione) e dall'altra un supporto rigido su cui è appoggiato il cristallo. In genere il cristallo è precaricato per avere una migliore linearità. Quando viene applicata la pressione sulla faccia del cristallo in contatto con il diaframma si genera una carica elettrostatica che dipende dalla pressione, dalla dimensione del cristallo e dall'orientamento dell'asse sensibile.

I trasduttori piezoelettrici hanno un'alta impedenza di uscita e pertanto occorre usare un amplificatore di carica che converte la carica in tensione, la amplifica e riduce l'impedenza in uscita.

In alternativa esistono sensori con circuito integrato di alimentazione (ICP, IEPE) che non richiedono amplificazione del segnale in uscita.

Questi sensori sono particolarmente adatti per misure dinamiche ma in condizioni di bassa frequenza (0-2 Hz) sono limitati dalla costante di tempo del sensore piezoelettrico e dalla resistenza e capacità dell'amplificatore di carica o dall'elettronica del circuito ICP.



Figura 16: trasduttore di pressione Hydrotechnik con fondo scala 600 bar

Capitolo secondo

Calcoli progettuali e di verifica

Sono state analizzate le macchine trivellatrici EK 40 ed EK110, macchine dalla costruzione simile ma con potenze e dimensioni differenti con i seguenti dati nominali:

EK 40		
Base	EUROCOMACH ESP100	
Motore	Yanmar 4TNV98	
Potenza motore	53.7 kW - 73 hp	
Lunghezza sottocarro	2998 mm	3076 mm
Larghezza sottocarro	2320 mm	2320/2920 mm
То	orre	
Inclinazione in avanti	>20°	
Inclinazione indietro	>20°	
Inclinazione laterale	±6°	
Corsa verticale torre	1.200 mm	
Ro	tary	
Coppia nominale	34 kNm	
Velocità di rotazione (2)	0 ÷ 60 rpm	
Corsa rotary	1.000 mm	
Argani		
Tiro argano principale	55 kN	
Tiro argano ausiliario	16 kN	
Spinta/tiro		

Tabella 1: dati tecnici EK40

Forza di spinta	60 kN
Forza di tiro	60 kN
Corsa totale rotary	2.200 mm
Perfor	razione
Diametro massimo	1.000 mm
Profondità massima	20/27 m
Altezza min di lavoro	5.480 mm
Tras	porto
Lunghezza	6.800 mm
Larghezza	2.320 mm
Altezza	2.560 mm
Peso (senza utensile)	da 12.500 kg

Tabella 2: dati tecnici EK110

EK 110		
Base	Hitachi ZX 210LC-5	JCB JS210 LC
Motore	ISUZU AHK1 Tier4i	JCB EcoMAX 448
		Tier4i
Potenza motore	122 kW - 164 hp	126 kW - 172 hp
Lunghezza sottocarro	4.460mm	4.460mm
Larghezza sottocarro	2.490 / 2.990 / 2.490-	
	3.490 mm	
Torre		
Inclinazione in avanti	>20°	
Inclinazione indietro	>20°	
Inclinazione laterale	±5°	

Corsa verticale torre	2.250 mm	
Rotary		
Coppia nominale	110 kNm	
Velocità di rotazione	$10 \div 40$ mm scarico: 80 mm	
(4+2)	$10 \cdot 40$ rpm – scanco. 80 rpm	
Corsa rotary	2.000 mm	
	Argani	
Tiro argano principale	120 kN	
Tiro argano ausiliario	37 kN	
	Spinta/tiro	
Forza di spinta	150 kN	
Forza di estrazione	180 kN	
Corsa totale rotary	4.250 mm	
	Perforazione	
Diametro massimo	1.800 mm	
Profondità massima*	fino a 47 m	
Altezza min di lavoro*	8.250 mm	
Trasporto		
Lunghezza	10.500 mm	
Larghezza	2.490 mm	
Altezza	3.050 mm	
Peso (senza utensile)	da 31.000 kg	



Figura 17: EK 110



Figura 18: EK 40

Nelle macchine trivellatrici vengono utilizzati motori oleodinamici a pistoni assiali ad asse inclinato sia a cilindrata fissa che variabile. Nell'argano viene utilizzato un motore a cilindrata fissa, mente nella rotary vengono utilizzati motori a cilindrata variabile, due per l'EK 110 e uno per l'EK 40, a causa delle diverse coppie necessarie alla perforazione su diversi terreni.

2.1 Rotary

Combinando le formule già illustrate a pagina ... si ottengono le seguenti formule per il calcolo di velocità di rotazione e coppia massima espressa dai motori, tenendo conto che nei motori a cilindrata variabile, quando si è nella configurazione di massima cilindrata, si ha la massima coppia, mentre per avere

la massima velocità di rotazione bisogna trovarsi nella configurazione di minima cilindrata.

Coppia massima:

$$Mt_{max} = \frac{\Delta P \cdot V_{g_{max}} \cdot \eta_{im}}{20 \cdot \pi}$$

Indicando con: ΔP la differenza pressione mandata e scarico, $V_{g_{max}}$ la cilindrata massima del motore e con η_{im} il rendimento idromeccanico del motore.

Numero di giri massimo:

$$n_{max} = \frac{Q_{max} \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_{g_{min}}}$$

Con: Q_{max} la portata massima al motore, η_v il rendimento volumetrico e $V_{g_{min}}$ la cilindrata minima del motore.

Nel caso della rotary aggiungiamo alle formule i rapporti di trasmissione e il rendimento meccanico dei riduttori epicicloidali e dell'accoppiamento pignone-corona. Nel caso dell'EK 40 con un solo motore:

$$Mt = \frac{\Delta \mathbf{P} \cdot V_{g_{max}} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_{r}^{2} \cdot \eta_{pc} \cdot i_{pc} \cdot i_{1}}{20 \cdot \pi}$$

Con: η_r il rendimento del riduttore epicicloidale al quadrato in quanto un riduttore a due stadi, η_{pc} il rendimento dell'accoppiamento pignone corona, i_1

il rapporto di trasmissione del riduttore e i_{pc} il rapporto di trasmissione tra pignone e corona.

Nel caso dell'EK 110 abbiamo due motori collegati ciascuno ad un riduttore con rapporto di trasmissione differente per poi ingranare sulla stessa corona. Ipotizzando la stessa differenza di pressione tra entrata e scarico dei motori, dovuta al collegamento in parallelo degli stessi, possiamo scrivere:

$$Mt = \frac{\Delta P \cdot V_{g_{max}} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_{r}^{2} \cdot \eta_{pc} \cdot i_{pc} \cdot i_{1}}{20 \cdot \pi} + \frac{\Delta P \cdot V_{g_{max}} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_{r}^{2} \cdot \eta_{pc} \cdot i_{pc} \cdot i_{2}}{20 \cdot \pi}$$
$$= \frac{\Delta P \cdot V_{g_{max}} \cdot \eta_{im} \cdot \eta_{r}^{2} \cdot \eta_{pc} \cdot i_{pc} \cdot (i_{1} + i_{2})}{20 \cdot \pi}$$

Dove $(i_1 + i_2)$ sono i diversi rapporti di trasmissione dei riduttori. Tenendo conto dei rapporti di trasmissione e del rendimento volumetrico η_v il

calcolo della velocità di rotazione della rotary dell'EK 40 sarà:

$$n_r = \frac{Q_{max} \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_{g_{min}} \cdot i_{pc} \cdot i_1}$$

Nel calcolo della velocità di rotazione della rotary dell'EK 110 si dovrà considerare che i motori oleodinamici, per costruzione uguali, sono collegati a riduttori con rapporti di trasmissione diversi, in modo che abbiano giri e portate differenti, come indicato nel seguente sistema:

$$\begin{cases} Q_{max} = Q_1 + Q_2\\ n_1 = n_r \cdot i_1 \cdot i_{pc}\\ n_2 = n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}\\ n_1 = \frac{Q_1 \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_{gmin}}\\ n_2 = \frac{Q_2 \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_{gmin}} \end{cases} \begin{cases} Q_{max} = Q_1 + Q_2\\ n_1 = n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}\\ Q_1 = \frac{n_1 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{n_2 - n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}\\ Q_1 = \frac{n_1 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_2 \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_1 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot i_2 \cdot i_{pc}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot V_{gmin}}{1000 \cdot \eta_v}\\ Q_2 = \frac{n_r \cdot V_{gmin}}$$

$$n_r = \frac{Q_{max} \cdot 1000 \cdot \eta_v}{V_{g_{min}} \cdot i_{pc} \cdot (i_1 + i_2)}$$

Dove:

 n_r : giri al minuto rotary

 Q_{max} : portata massima ai motori, fornita della pompa

 η_v : rendimento volumetrico

 $V_{g_{min}}$: cilindrata minima motore

 i_{pc} : rapporto trasmissione pignone e corona

 $(i_1 + i_2)$: rapporto trasmissione riduttori

2.1.1Coppia massima

L'esperimento è stato condotto nel piazzale di pertinenza dell'azienda, dove è presente l'apposita struttura per la misura della coppia espressa dalla rotary. Questa struttura è formata da una base fissata al terreno in cui è incernierata una leva lunga un metro, in corrispondenza dell'asse di rotazione dell'asta, dove all'estremità viene ancorata la cella di carico, come illustrato in figura:



Figura 19: attrezzatura per la misura della coppia massima, con montata la cella di carico Per la misura delle pressioni i sensori sono stati montati su appositi raccordi idraulici, lungo il tubo di mandata e ritorno dei motori idraulici.



Figura 20: montaggio del sensore di pressione

Di seguito sono elencati i valori misurati sia dell'EK 110 che dell'EK 40

rubenu 5. uuti sperimentun		
	EK 110	EK 40
Pressione mandata [bar]	320.4	295.0
Pressione scarico [bar]	1.8	0.3
ΔP [bar]	318.6	294.7
Coppia misurata [kNm]	86.5	30.5

Tabella 3: dati sperimentali

Tabella 4: dati di progetto

	EK 110	EK 40
Numero motori	2	1
Cilindrata $V_{g_{max}} [cm^3]$	107	55
Cilindrata $V_{g_{min}} [cm^3]$	30	19
Rapporto riduttori i_1 , i_2	18.1/15.3	22.7
Rapporto pignone	5.437	5.83
corona <i>i_{pc}</i>		
Rendimento riduttori η_r	0.98	0.98
Rendimento pignone	0.98	0.98
corona η_{pc}		

Il calcolo diretto del rendimento idromeccanico, partendo dalle formule precedentemente illustrate, non ha portato ad un risultato accettabile, in quanto il rendimento era troppo basso, circa 0.93, e fatta una media si è arrivati alla conclusione che il risultato della stessa cadeva in un range del \pm 5%, a partire dal valore di coppia calcolato, con un rendimento idromeccanico di 0.98 e il valore di pressione misurato.

Tabella 5: fascia di tolleranza

	EK 110	EK 40
Valori collaudo medi	90.3	30.2
[kNm]		
Valore calcolato [kNm]	90.8	31.4
Massimo [kNm]	95.3	33.1
Minimo [kNm]	86.2	29.9

2.1.2 Velocità rotary

La raccolta dati relativi alla velocità massima di rotazione è: il tempo impiegato per compiere 20 giri, ricavando così i giri al minuto e la pressione misurata all'uscita della pompa, dove dai seguenti grafici si può intercettare la portata erogata dalla pompa.





Per il calcolo del numero di giri:

$$n = \frac{20 \cdot 60}{t_{20giri}}$$

Dove: t_{20giri} è il tempo in secondi per compiere 20 giri

Tabella 6: dati sperimentali

	EK 110	EK 40
P pompa [bar]	132.5	135.5
Q [1/min]	414	150
<i>t</i> _{20<i>giri</i>} [s]	16.5	20.64
n [rpm]	72.73	58.14

Il calcolo diretto del rendimento volumetrico, partendo dalle formule precedentemente introdotte, non ha portato ad un risultato accettabile, in quanto il rendimento era troppo basso, circa 0.95, e fatta una media si è arrivati alla conclusione che il risultato della stessa cadeva in un range del \pm 10%, a partire dal valore di velocità calcolato, con un rendimento volumetrico di 0.99 e il valore di pressione misurato.

Il valore 10% è stato scelto tenendo conto della forte variazione delle velocità tra i diversi collaudi, duvuti ad errori nella misura o diverse viscosità dell'olio dovute alla temperatura.

	EK 110	EK 40
Valori collaudo medi	68	58
[rpm]		
Valore calcolato [rpm]	72.2	59
Massimo [rpm]	82.7	64.9
Minimo [rpm]	67.7	53.1

Tabella 7: fasce di tolleranza

2.2 Argano

Per il calcolo della forza di tiro e velocità di spostamento della fune si parte dal calcolo della coppia espressa dal motore all'uscita del riduttore a tre stadi, diviso per la distanza dal centro del tamburo al centro della fune, a seconda che si trovi nel primo strato di avvolgimento o nel secondo:

$$Mt_m = \frac{\Delta P \cdot V_g \cdot \eta_{im} \cdot \eta_r^3 \cdot i_r}{20\pi}$$
$$T_1 = \frac{Mt_m}{r_f + r_t}$$

$$T_2 = \frac{Mt_m}{3r_f + r_t}$$

Dove ΔP indica la pressione massima, V_g la cilindrata del motore, η_{im} è il rendimento idromeccanico del motore, η_r il rendimento meccanico riduttore a tre stadi, i_r il rappoto di tramissione del riduttore, T_1 la forza di tiro nel primo strato, T_2 la forza di tiro nel secondo strato, r_f il raggio della fune e r_t il raggio del tamburo.

Per la velocità si scompone il calcolo allo stesso modo, prima calcolando la velocità di rotazione del tamburo, poi calcolando la velocità della fune al primo e al secondo strato di avvolgimento:

$$n_t = \frac{Q \cdot \eta_v \cdot 1000 \cdot i}{V_g}$$
$$V_1 = n_t \cdot (r_t + r_f) \cdot 60$$
$$V_2 = n_t \cdot (r_t + 3r_f) \cdot 60$$

Con: n_t la velocità di rotazione del tamburo in rpm, Q la portata al motore, η_v il rendimento volumetrico, V_g la cilindtra del motore, V_1 la velocità primo strato V_2 la velocità secondo strato , r_f il raggio della fune e r_t il raggio del tamburo.

2.2.1Tiro massimo

I dati raccolti sono stati: la pressione alla mandata e all'uscita del motore dell'argano e la forza di tiro, presa attaccando la cella di carico a terra e sull'asta. Per ottenere il tiro effettivo bisogna sommare la forza peso dell'asta al valore letto sulla cella. Il calcolo diretto del rendimento idromeccanico, partendo dalle formule precedentemente introdotte, non ha portato ad un risultato accettabile, in quanto il rendimento era troppo basso, circa 0.94, quindi sono stati utilizzati i valori della forza misurata nei collaudi passati, e fatta una media si è arrivati alla conclusione che il risultato della stessa cadeva in un range del \pm 10%, a partire dal valore calcolato, con un rendimento idromeccanico di 0.98 e i valori di pressione misurati.

Casualmente il collaudo è stato condotto sempre al secondo strato.

	EK 110	ЕК 40	
	Dati di progetto		
Cilindrata V_g [cm ³]	86.23	40	
Rendimento	0.98	0.98	
idromeccanico η_{im}			
Rapporto di	73.2	56.58	
trasmissione			
Rendimento riduttore η_r	0.98	0.98	
Raggio fune r_f [m]	0.011	0.008	
Raggio tamburo r_t [m]	0.2365	0.145	
Peso aste [kg]	2600	1830	
Dati sperimentali			
ΔP [bar]	310.95	293.7	
Forza di tiro lorda al	112.6	55.3	
secondo strato [kN]			

Tabella 8: dati di progetto, sperimentali e fascia di tolleranza

Valori medi di collaudo	109.3	55.1
[kN]		
Valori calcolati [kN]	106.9	56.6
Massimo [kN]	117.6	62.2
Minimo [kN]	96.2	50.9



Figura 21: esecuzione della prova del tiro dell'argano

2.2.2 Velocità di discesa

I dati raccolti sono stati la pressione all'uscita della pompa (per ricavare la portata dal grafico pressione/portata precedentemente illustrato) e la velocità di discesa misurata direttamente dal contametri in dotazione della trivella.

Anche in questo caso il valore del rendimento volumetrico risulta basso con il calcolo diretto, circa 0.93, quindi verificando con collaudi precedenti e fatta una media si è arrivati alla conclusione che il risultato della stessa cadeva in un range del \pm 10%, a partire dal valore calcolato, considerando un rendimento volumetrico di 0.99 e i valori di portata misurati.

	EK 110	EK 40
	Dati di progetto	
Cilindrata V_g [cm ³]	86.23	40
Rendimento	0.99	0.99
volumetrico η_v		
Rapporto di	73.2	56.58
trasmissione		
Rendimento riduttore η_r	0.98	0.98
Raggio fune r_f [m]	0.011	0.008
Raggio tamburo r_t [m]	0.2365	0.145
Peso aste [kg]	2600	1830
	Dati sperimentali	
P [bar]	168	166
Q [l/min]	329	115
Velocità discesa	89	63
secondo strato [m/min]		

Tabella 9: dati di progetto, sperimentali e fascia di tolleranza

Valori medi di collaudo	87.5	56
[m/min]		
Valori calcolati [m/min]	87.33	53.39
Massimo [m/min]	96.0	58.73
Minimo [m/min]	78.70	48.0

2.3 Modellazione attrito

Lo scorrimento della rotary rispetto la torre e della torre con la tavola avviene tramite una slitta e un tubolare in acciaio con l'interposizione di barre in nylon lubrificate.

Per il calcolo delle forze di attrito è stato considerato che la forza normale alla superficie di scorrimento è applicata al baricentro di una distribuzione della pressione di contatto trapezoidale, come si può notare nella seguente figura:



Figura 22: schema della distribuzione della pressione normale alla slitta

Per trovare il baricentro del triangolo si procede con la similitudine dei triangoli:

$$\frac{d}{c} = \frac{a}{b}$$

$$y_{g} = \frac{\frac{ac^{2}}{2} + \frac{bc^{2}}{6}}{ac + \frac{bc}{2}} = \frac{\left(\left(\frac{a}{2} + \frac{b}{6}\right)c\right)}{\left(a + \frac{b}{2}\right)} = \begin{cases} per \ b = 4a \ y_{g} = \frac{7}{18}c\\ per \ b = 5a \ y_{g} = \frac{8}{21}c \end{cases}$$

Sia nell'EK 40 che nell'EK 110 le slitte sono più lunghe nel lato tavola rispetto a quelle della rotary, necessitando così due trattazioni differenti, come illustrato nella precedente formula.

2.3.1 Forze dei cilindri

Per il calcolo delle forze di tiro e spinta dei cilindri, si procede nel seguente modo, tenendo conto della forza resistente esercitata dal fluido in pressione nella camera del cilindro messa a scarico.

$$F_{spinta} = \frac{\pi \left(D^2 \cdot P_{spinta} - (D^2 - d^2) \cdot P_{scarico} \right)}{4}$$

$$F_{tiro} = \frac{\pi((D^2 - d^2) \cdot P_{tiro} - D^2 \cdot P_{scarico})}{4}$$

2.3.2 Tiro rotary

Il primo caso esaminato è quello del tiro della rotary, dove viene ancorata la rotary, in corrispondenza dell'asse passante al centro dell'asta, alla cella di carico, opportunamente fissata a terra. La forza misurata è la reazione vincolare V, la forza F_{tiro} è quella espressa dal pistone che muove la rotary lungo la torre. Se si procede mettendo in equilibrio alla rotazione e alla traslazione il seguente schema si riesce a risalire al coefficiente di attrito.

$$R_{a} = \frac{F_{tiro} \cdot (d_{V} - d_{F_{tiro}}) + P_{rotary} \cdot (d_{P_{rotary}} - d_{V})}{d_{R_{a}} + 2\mu d_{V}}$$
$$V = F_{tiro} - P_{rotary} - F_{att}$$
$$F_{att} = 2\mu \cdot R_{a}$$

Dove: R_a è la reazione vincolare tra la guida e la slitta della rotary, applicata ai baricentri dei trapezi precedentemente illustrati, P_{rotary} la forza peso della rotary e F_{att} la forza di attrito



Figura 23: schema delle forze

Tabella	10:	dati	di	progetto	е	sperimentali
---------	-----	------	----	----------	---	--------------

	EK 110	EK 40
d_{v} [m]	0.676	0.435
d _{Protary} [m]	0.486	0.320
$d_{F_{tiro}}$ [m]	0.147	0.103

d_{R_a} [m]	0.666	0.400
P _{rotary} [kN]	13.230	5.194
Alessaggio pistone D	0.120	0.080
[m]		
Diametro stelo d [m]	0.070	0.050
Pressione di tiro P_{tiro}	238.4	295.4
[bar]		
Pressione di scarico	1.4	0.2
P _{scarico} [bar]		
F _{tiro} [kN]	176.1	90.3
Calcolata		
Reazione vincolare V	149.4	75.9
misurata [kN]		
R _a calcolata [kN]	18.6	62.6
F_{att} [kN]	13.8	9.1

2.3.3 Spinta rotary

Valgono le considerazioni del precedente caso ad eccezione del fatto che la rotary anziché essere attaccata a terra tramite fasce viene appoggiata ad una pesa, con l'aiuto di opportuni cavalletti, sempre in corrispondenza dell'asse passente per il centro dell'asta.



Figura 24: schema delle forze

$$R_{a} = \frac{F_{spinta} \cdot (d_{V} - d_{F_{spinta}}) + P_{rotary} \cdot (d_{V} - d_{P_{rotary}})}{d_{R_{a}} + 2\mu d_{V}}$$
$$V = P_{rotary} + F_{spinta} - F_{att}$$
$$F_{att} = 2\mu \cdot R_{a}$$

Tabella 11: dati di progetto e sperimentali

	EK 110	EK 40
d_{v} [m]	0.676	0.435
d _{Protary} [m]	0.486	0.320

d _{Fspinta} [m]	0.147	0.103
d_{R_a} [m]	0.666	0.400
P _{rotary} [kN]	13.230	5.194
Alessaggio pistone D	0.120	0.080
[m]		
Diametro stelo d [m]	0.070	0.050
Pressione di spinta	107	124
P _{spinta} [bar]		
Pressione di scarico	1.7	0.5
P _{scarico} [bar]		
F _{spinta} [kN]	119.6	62.1
Calcolata		
Reazione vincolare V	93.8	63.7
misurata [kN]		
R_a calcolata [kN]	85.0	49.2
F_{att} [kN]	39.03	3.57

2.3.4 Tiro tavola

Per misurare la reazione vincolare *V* generata dai due pistoni che tirano verso l'alto la torre, agendo sulla tavola, si ancora a terra l'asta, interponendo la cella di carico. Si procede allo stesso modo degli altri casi.



Figura 25: schema delle forze

$$R_{a} = \frac{F_{tiro} \cdot (d_{V} - d_{F_{tiro}}) + P_{torre} \cdot (d_{P_{torre}} - d_{V})}{d_{R_{a}} + 2\mu d_{V}}$$
$$V = -P_{torre} - P_{aste} + F_{tiro} - F_{att}$$
$$F_{att} = 2\mu \cdot R_{a}$$

Tabella	12:	dati	di	progetto	e s	sperimental	li
---------	-----	------	----	----------	-----	-------------	----

	EK 110	EK 40
d_v [m]	0.972	0.665
d _{Ptorre} [m]	0.342	0.264
$d_{F_{tiro}}$ [m]	-0.200*	0.022
d_{R_a} [m]	1.010	0.609

P _{torre} [kN]	46.9	17.1	
P _{asta} [kN]	25.4	17.9	
Alessaggio pistone D	0.090	0.070	
[m]			
Diametro stelo d [m]	0.060	0.045	
Pressione di tiro P _{tiro}	240.2	296.3	
[bar]			
Pressione di scarico	1.9	0.4	
P _{scarico} [bar]			
F _{tiro} [kN]	167.0	133.45	
Calcolata con due			
pistoni			
Reazione vincolare V	68.62	78.0	
misurata [kN]			
R _a calcolata [kN]	142.0	110.4	
F_{att} [kN]	24.2	20.3	
* La misura è negativa in quanto la F_{tiro} è applica a destra della slitta			

2.3.5 Spinta tavola

In questo caso la reazione vincolare si misura con la pesa, appoggiando la rotary ai cavalletti sopra la pesa.



Figura 26: schema delle forze

$$R_{a} = \frac{F_{spinta} \cdot (d_{V} - d_{F_{spinta}}) + P_{torre} \cdot (d_{V} - d_{P_{torre}})}{d_{R_{a}} + 2\mu d_{V}}$$
$$V = P_{torre} + P_{aste} + F_{spinta} - F_{att}$$
$$F_{att} = 2\mu \cdot R_{a}$$

Tabella 13: dati di progetto e sperimentali

	EK 110	EK 40
d_{v} [m]	0.972	0.665

d _{Ptorre} [m]	0.342	0.264		
$d_{F_{tiro}}$ [m]	-0.200*	0.022		
d_{R_a} [m]	1.010	0.609		
P _{torre} [kN]	46.9	17.1		
P _{asta} [kN]	25.4	17.9		
Alessaggio pistone D	0.090	0.070		
[m]				
Diametro stelo d [m]	0.060	0.045		
Pressione di spinta	106.5	72.2		
P _{spinta} [bar]				
Pressione di scarico	1.9	0.4		
P _{scarico} [bar]				
F _{spinta} [kN]	134.0	55.3		
Calcolata con due				
pistoni				
Reazione vincolare V	112.9	82.9		
misurata [kN]				
R_a calcolata [kN]	187.7	55.3		
<i>F_{att}</i> [kN]	93.62	7.48		
* La misura è negativa in quanto la F_{tiro} è applica a destra della slitta				

Calcolando direttamente il coefficiente di attrito con la seguente formula otteniamo:

$$\mu = \frac{F_{att}}{2 \cdot R_a}$$

Tabella 14: coefficienti di attrito

	EK 110	EK 40
Spinta rotary	0.33	0.04
Tiro rotary	0.45	0.07
Spinta tavola	0.37	0.06
Tiro tavola	0.09	0.10

Vista l'ampia variazione dei coefficienti di attrito nei diversi casi e nelle diverse macchine, è stata presa la decisione di utilizzare un coefficiente unico di 0.08 e una tolleranza del \pm 10% in sede di collaudo.

Una così grande differenza può essere causata da una lubrificazione imperfetta delle superfici.

Capitolo terzo

Considerazioni finali

Il lavoro svolto si è prefisso l'obiettivo di capire se fosse possibile calcolare direttamente il rendimento idromeccanico e volumetrico dei motori oleodinamici e dei coefficienti di attrito delle slitte. La conclusione raggiunta è che questo calcolo non è possibile.

Nella prima parte è stata fatta un'introduzione al funzionamento delle macchine trivellatrici, successivamente si è entrati nel dettaglio del funzionamento dei motori oleodinamici e degli strumenti di misura utilizzati. Nei capitoli successivi sono stati analizzati i diversi casi affrontati per il calcolo dei rendimenti, quali: coppia massima della rotary, velocità massima della rotary, tiro massimo dell'argano, velocità di discesa della fune, forza di tiro e spinta muovendo la rotary rispetto alla torre, tiro e spinta muovendo la torre rispetto alla tavola.

Nostro malgrado non è stato possibile un calcolo diretto perché non basta una sola misurazione per ogni caso di una sola macchina, partendo dalla presunzione di avere una macchina perfetta uguale a tutte le altre prodotte.

La soluzione potrebbe essere quella di raccogliere tutti i dati in occasione dei collaudi futuri per giungere così a un volume di dati statisticamente significativi che consentano di fare medie e avere un risultato più veritiero.

Per il momento l'azienda ha deciso di utilizzare i dati di questo studio per fissare limiti di accettabilità più precisi di quelli che già avevano in sede di collaudo.

Riassumendo i rendimenti utilizzati per il calcolo dei valori centrali delle fasce di tolleranza sono i seguenti:

• rendimento volumetrico: 0.99

- rendimento idromeccanico: 0.98
- rendimento riduttori: 0.98
- rendimento pignone e corona: 0.98
- coefficiente di attrito: 0.08

le fasce di tolleranza, a partire dal calcolo diretto, da utilizzare in sede di collaudo sono:

- coppia rotary: 5%
- velocità massima rotary: 10%
- tiro argano: 10%
- velocità argano: 10%
- tiro rotary e tavola:10%

Bibliografia

M. Callegari, P. Fanghella, F. Pellicano "Meccanica applicata alle macchine"H. Speich, A. Bucciarelli "manuale di oleodinamica"

Ryszard Daniel, Tim Paulus, in Lock Gates and Other Closures in Hydraulic Projects, 2019

Articoli

Andrzej Banaszeks, in identification of optimal efficiency exploitation conditions of axial-piston hydraulic motor A2FM type using Artificial Neural Network algorithms. 25th international conference on knowledge-based an intelligent information & engineering systems.

Siti

https://www.800loadcel.com/load-cell-and-strain-gauge-basics.html