

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DELLA TUSCIA DI VITERBO

**DIPARTIMENTO DI GEOLOGIA E INGEGNERIA MECCANICA,
IDRAULICA E NATURALISTICA PER IL TERRITORIO**

**CORSO DI DOTTORATO DI RICERCA
MECCANICA AGRARIA XXI CICLO**

BILANCIO DINAMICO-ENERGETICO DEI TRATTORI AGRICOLI: PROVE PER IL RILIEVO DELLA POTENZA RICHIESTA DA SISTEMI ACCESSORI

Settore scientifico-disciplinare AGR/09

Coordinatore: Prof. Danilo Monarca

Firma

Tutor: Ing. Giovanni Santoro

Firma.....

Dottorando: Dott. Carlo Carnevali

Firma.....

Il presente lavoro ha preso spunto da un colloquio con l'Ing. Giovanni SANTORO, Direttore dell'Unità di Ricerca per l'Ingegneria Agraria del Consiglio Nazionale per la Ricerca e Sperimentazione in Agricoltura (CRA – ING), il quale ha proposto di attuare una sperimentazione con lo scopo di valutare l'influenza dei diversi sistemi accessori, componenti del trattore, sulle sue prestazioni al fine di valutare l'effettiva disponibilità energetica del trattore nell'uso in pieno campo nelle diverse lavorazioni.

Presso la Sede Operativa Centrale del CRA - ING si sono potute realizzare e mettere a punto le attrezzature di prova nonché effettuare le prove stesse.

All'Ing. SANTORO vanno i miei più sentiti ringraziamenti.

In questa sede vorrei inoltre ringraziare il Dott. Sandro LIBERATORI, direttore dell'Ente Nazionale per la Meccanizzazione Agricola (ENAMA), Ente nel quale lavoro e mi occupo di normativa tecnica relativa alla certificazione ed omologazione delle macchine agricole, per la fiducia e la libertà accordatami durante lo svolgimento del lavoro.

Il Prof. Danilo MONARCA, dell'Università degli Studi della Tuscia, per la Sua disponibilità e chiarezza nell'approfondire le diverse tematiche dell'ingegneria agraria.

Il Dott. Daniele POCHI del CRA - ING, per la disponibilità ed il preziosissimo aiuto che mi ha dato durante lo svolgimento delle prove, la fase di rilevamento ed elaborazione dati.

Ringrazio infine mia moglie Maria e mio figlio Francesco per il tempo che mi hanno concesso per la stesura della tesi.

INDICE

INTRODUZIONE	10
<i>GENERALITA'</i>	<i>10</i>
<i>SCOPO DEL LAVORO</i>	<i>10</i>

PARTE I

I IL TRATTORE AGRICOLO

INTRODUZIONE	13
I.1 EVOLUZIONE STORICA	13
I.2 TIPOLOGIE COSTRUTTIVE E CLASSIFICAZIONE	16
I.3 STRUTTURA	22
<i>I.3.1 IL TELAIO</i>	<i>25</i>
<i>I.3.2 IL MOTORE</i>	<i>28</i>
<i>I.3.3 LA TRASMISSIONE</i>	<i>33</i>
<i>I.3.4 I SISTEMI DI DISLOCAMENTO</i>	<i>41</i>
<i>I.3.5 IL SISTEMA IDRAULICO</i>	<i>43</i>
I.4 IL COLLEGAMENTO DELLE MACCHINE OPERATRICI	47
I.5 L'ELETTRONICA	50

II METODOLOGIE DI PROVA DELLE MACCHINE AGRICOLE MOTRICI

II.1 OMOLOGAZIONE DELLE MACCHINE AGRICOLE	54
II.2 CERTIFICAZIONE DELLE MACCHINE AGRICOLE	61
II.3 L'ORGANIZZAZIONE PER LO SVILUPPO E LA COOPERAZIONE ECONOMICA (O.C.S.E.)	63
II.4 I CODICI O.C.S.E. PER LE PROVE UFFICIALI DEI TRATTORI AGRICOLI E FORESTALI	64
II.4.1 I CODICI O.C.S.E. PER LA CERTIFICAZIONE DELLE PRESTAZIONI DEI TRATTORI AGRICOLI E FORESTALI	66
II.4.2 LIMITI DEL CODICE I e II	78

III CARATTERISTICHE OPERATIVE DEL TRATTORE E SUE PRESTAZIONI

III.1	CONDIZIONI OPERATIVE DEL TRATTORE AGRICOLO	81
III.2	REQUISITI FUNZIONALI DI UN TRATTORE AGRICOLO	82
III.3	SISTEMI E TIPI DI EROGAZIONE DELLA POTENZA	82
III.4	RILIEVO DELLA POTENZA DEL MOTORE	87
III.5	CURVE CARATTERISTICHE DEL MOTORE	90
III.6	APPESANTIMENTO DINAMICO	95
III.7	BILANCIO DINAMICO DEL TRATTORE	97
III.8	POTENZA UTILIZZABILE DALLE MACCHINE OPERATRICI	102
III.9	RENDIMENTO DELLA PRESA DI POTENZA	102

PARTE II

IV PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DI UN BANCO DI PROVA PER LA RIPARTIZIONE DELLA POTENZA

IV.1	STRUTTURA	105
IV.1.1	<i>SALA DI PROVA</i>	<i>105</i>
IV.1.2	<i>CABINA DI COMANDO</i>	<i>107</i>
IV.1.3	<i>FRENO DINAMOMETRICO A CORRENTI PARASSITE</i>	<i>108</i>
IV.1.4	<i>MOTORE ASINCRONO TRIFASE E CONVERTITORE STATICO DI FREQUENZA</i>	<i>113</i>
IV.1.5	<i>MISURATORE DI CONSUMO DI CARBURANTE</i>	<i>116</i>
IV.3	STRUMENTAZIONE E SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI	118
IV.4	TARATURA DEL SISTEMA	125
IV.5	PROGRAMMA DI GESTIONE ED ELABORAZIONE DATI	125
IV.6	PROPRIETÀ METROLOGICHE DEL BANCO DI PROVA	127

V SISTEMA PER INDIVIDUARE LA POTENZA DI AUTODISLOCAMENTO DI UN TRATTORE

V.1	DESCRIZIONE DEI SENSORI PER IL RILIEVO DEI PRINCIPALI PARAMETRI OPERATIVI	129
V.1.1	<i>SLITTAMENTO DELLE RUOTE MOTRICI</i>	<i>130</i>

V.1.2	<i>VELOCITÀ DI AVANZAMENTO</i>	132
V.1.3	<i>SFORZI DI TRAZIONE</i>	133
V.1.4	<i>CONSUMO DI CARBURANTE</i>	134
V.1.5	<i>TEMPERATURE CRITICHE</i>	135
V.1.6	<i>REGIME MOTORE</i>	136
V.2	SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI DEL CARRO FRENO	136
V.3	PROVE DI AUTODISLOCAMENTO SU STRADA ASFALTATA	138
V.4	PROVE DI AUTODISLOCAMENTO IN PIENO CAMPO	139
V.4.7	POSSIBILI SVILUPPI	140

PARTE III

VI PROVA DI UN TRATTORE IN ACCORDO ALLA METODOLOGIA O.C.S.E.

VI.1	PROVE ALLA PRESA DI POTENZA	143
VI.2	CONSUMI ORARI E CONSUMI SPECIFICI	146
VI.3	PROVE DI TRAZIONE SU PISTA IN CEMENTO	149
VI.4	PROVE DI FRENATURA	154
VI.5	RUMORE EMESSO NELL'AMBIENTE E ALL'ORECCHIO DEL CONDUCENTE	156
VI.6	PROVE DEL SOLLEVATORE E DELLA POMPA	158

VII PROVE PER IL RILIEVO DELLA POTENZA ASSORBITA DA SISTEMI ACCESSORI

VII.1	CARATTERISTICHE DEI TRATTORI IN PROVA	163
VII.2	RILIEVO DEI RAPPORTI DI TRASMISSIONE TRA MOTORE E PRESA DI POTENZA	166
VII.3	RAPPORTI DI TRASMISSIONE TRA MOTORE E RUOTE MOTRICI	166
VII.4	VELOCITÀ PERIFERICHE DEI CINGOLI E DELLE RUOTE	167
VII.5	DETERMINAZIONI DELLE CURVE CARATTERISTICHE DEI TRATTORI IN PROVA A VUOTO	170
VII.5.1	<i>MODALITÀ DI ESECUZIONE</i>	170
VII.5.2	<i>ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI</i>	170

VII.6	RILIEVO DELLE CURVE CARATTERISTICHE CON I RAPPORTI DI VELOCITÀ INSERITI	174
VII.6.1	<i>DESCRIZIONE DELLA PROVA</i>	174
VII.6.2	<i>ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI</i>	174
VII.7	PROVA DELL'ASSORBIMENTO DI POTENZA USANDO IL MOTORE ELETTRICO	178
VII.7.1	<i>DESCRIZIONE DELLA PROVA</i>	178
VII.7.2	<i>ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI</i>	181
VII.8	PERDITA DI POTENZA ALLA PRESA DI POTENZA IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DEGLI ORGANI DI PROPULSIONE	183
VII.8.1	<i>DESCRIZIONE DELLA PROVA</i>	183
VII.8.2	<i>ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI</i>	184
VII.9	DETERMINAZIONE DELLE CURVE CARATTERISTICHE CON CLIMATIZZATORE INSERITO	187
	CONCLUSIONI	189
	BIBLIOGRAFIA	192

INTRODUZIONE

Bilancio dinamico-energetico dei trattori agricoli: prove per il rilievo della potenza richiesta da sistemi accessori

GENERALITA'

I moderni trattori agricoli sono caratterizzati da una crescente introduzione di dispositivi finalizzati ad incrementare le prestazioni operative delle macchine, come sistemi di comando e controllo delle varie funzioni (facenti largo ricorso all'elettronica e all'idraulica), o atti al miglioramento del comfort al posto di guida (maggiore attenzione all'ergonomia, alla climatizzazione, al rumore e alle vibrazioni).

In tale contesto, l'attività di prova dei trattori necessita di metodologie appropriate e strumentazioni sempre più aggiornate ed in grado di fornire dati oggettivi, e misurabili con precisione, sulle prestazioni fornite dai singoli modelli, anche in funzione dei servizi ausiliari impegnati e/o simulando eventuali attrezzi accoppiati.

Le prove sulle prestazioni dei trattori vengono attualmente effettuate applicando diverse metodologie e tra queste anche i codici di prova rilasciati dal Consiglio dell'Organizzazione mondiale per lo Sviluppo e la Cooperazione Economica (O.C.S.E.). Le prove previste dai codici sono di indubbia utilità, tuttavia, essendo esse effettuate in condizioni normalizzate e a volte difformi dalla realtà operativa, molto resta da sperimentare sulle effettive prestazioni fornite in campo delle macchine motrici.

Fra i punti da approfondire possono essere ricordati: *a punto fisso* la ripartizione della potenza motore per muovere le diverse componenti interne del trattore (cambio, trasmissione, climatizzazione, impianto oleodinamico, ecc.); ed in *reali condizioni operative in campo* (il lavoro del sollevatore idraulico in condizioni di reale controllo della operatrice, il lavoro di autodislocamento per l'avanzamento su diverse superfici, pendenze ecc.).

SCOPO DEL LAVORO

Il presente lavoro si inquadra in un contesto di attività il cui obiettivo è la definizione di un protocollo di misurazione del bilancio dinamico ed energetico del trattore in reali condizioni

operative a completamento ed integrazione delle prove O.C.S.E. ed a supporto dei protocolli CRA ING-ENAMA di rilievo delle prestazioni delle operatrici agricole.

Viene qui preso in considerazione l'aspetto particolare del rilievo, in prove a punto fisso, della potenza richiesta per l'azionamento di vari organi del trattore. Allo scopo, in abbinamento al freno per il rilievo delle prestazioni alla presa di potenza dei trattori, è stato appositamente realizzato un dispositivo atto a misurare la potenza assorbita da diversi servizi, per avere informazioni sempre più dettagliate atte a definire le potenze realmente assorbite in campo dalle operatrici per le lavorazioni primarie e secondarie del terreno. Si riportano anche, nella seconda parte, i risultati di prove sperimentali sul rilievo della potenza assorbita dai sistemi di trasmissione del moto, dal volano agli organi di propulsione, e per l'azionamento di un impianto di climatizzazione.

*CAPITOLO I***IL TRATTORE AGRICOLO**

INTRODUZIONE

Nei codici di prova OCSE il trattore viene definito come un veicolo semovente, avente almeno due assi, o dotato di cingoli, progettato per eseguire le seguenti operazioni in campo agricolo e forestale:

- trainare carichi;
- portare, tirare o alimentare attrezzature o macchinari agricoli e forestali e, dove necessario, fornire potenza per farli funzionare con il trattore in moto o in condizioni stazionarie.

Il trattore è una macchina in grado di sviluppare lavoro utile a partire dalla conversione di energia chimica in energia termica che riceve da appropriato combustibile. Il lavoro utile è energia meccanica in forma cinetica rotatoria sull'albero motore. Tale lavoro può essere utilizzato sotto forma di coppia (presa di potenza per opportune macchine operatrici agricole) oppure sotto forma di trazione (al gancio di traino o all'attacco a tre punti). Quindi può essere utilizzato come:

- centrale di potenza mobile;
- centrale di potenza fissa;
- mezzo di trazione;

1.1 EVOLUZIONE STORICA

La storia del trattore agricolo è recente e risale, in pratica, agli inizi del secolo scorso, se si escludono le prime esperienze di macchine motrici con motore esotermico, che risalgono all'inizio del 1800 ed essenzialmente destinate al traino di appositi aratri a mezzo di cavi e argani. È nei primi del 1900 che compaiono le prime vere trattrici: è del 1917 il trattore a ruote Fordson, che ha rappresentato la prima produzione di massa di una macchina agricola,

dotato di motore a scoppio 4 cilindri e 20 CV a 1000 giri/1' con un rapporto peso potenza di 65 Kg/KW e prodotto dalla Ford Motor Co. di Detroit. Dell'anno successivo è l'italiano Pavesi Tolotti, modello P4M, a 4 ruote motrici, telaio in due parti congiunte a snodo, motore a scoppio a due cilindri orizzontali opposti e potenza di 20 CV a 1200 giri/1' (Figura I.1).



Figura I.1 - A sinistra il Pavesi Tolotti P4M in un esemplare presente presso l'ISMA e il Fordson del 1917 sulla destra.

Nel periodo immediatamente successivo alla prima guerra mondiale si assiste ad una diffusione su larga scala della meccanizzazione agricola che spinge i costruttori a trovare soluzioni sempre più nuove e soprattutto efficienti. Tra il 1930 e il 1939 si introducono i motori diesel di serie sui cingolati e poi anche sui trattori a ruote, si realizzano i primi sollevatori idraulici e, elemento oggi fondamentale, si introducono i primi modelli di prese di potenza che consentivano altre operazioni oltre all'aratura come quella della movimentazione di organi rotanti delle operatrici agricole. Dal 1940 fino agli anni '70 si è sempre cercato di massimizzare le prestazioni e ogni operazione cercando attuatori che minimizzassero i tempi di trasporto e di lavorazione: in tal senso si sono introdotti sistemi idraulici, cambi e trasmissioni sempre più complessi per il numero di marce e semplici da adoperare, servosterzo, attacco a tre punti e sollevatore attrezzi. Dagli anni '70 in poi l'obiettivo principale è stato quello di migliorare le condizioni lavorative dell'operatore: si sono costruite le prime cabine guida provviste di strutture di protezione, insonorizzazione e climatizzazione della cabina stessa con sospensioni per limitare l'effetto delle vibrazioni. La via che si sta perseguendo oggi è l'applicazione dell'elettronica attraverso l'utilizzo di sensori che agiscono su attuatori, che, durante le lavorazioni e gli spostamenti su strada, diminuiscono drasticamente l'intervento dell'operatore.

Nella

Tabella I.1 sono riportate le principali tappe evolutive riguardanti l'evoluzione tecnologica del trattore agricolo:

ANNO	EVENTO
1860	Macchina a vapore per trainare un aratro da bordo campo - Germania
1878	Trattore a vapore della CASE -USA
1890	Trattore a vapore a cingoli della (B. Holt) - USA
1892	Primo trattore a benzina - Froelich - USA
1904	Ivel trattore a tre ruote - UK
1904	Trattore Caterpillar a cingoli (B. Holt) - USA
1914	Primo trattore JD ("Waterloo Boy") - USA
1917	Fordson, trattore a chassis a blocco unico, prima produzione di massa
1918	Prima P.d.P. della International Harvester
1922	Primo trattore con motore a ciclo Diesel (Benz) - Germania
1925	Brevetto di Ferguson per un attacco a tre punti - UK
1932	Primo trattore con pneumatici (Allis Chalmers - Good Year) - USA
1938	Primo trattore con motore a ciclo Diesel a iniezione diretta (MAN) - Germania
1950	Caricatore frontale (Hanomaag) - Germania
1954	Primo trattore sperimentale con trasmissione idrostatica (NIAE) - UK
1954	Primo cambio HIGH-LOW - IH - USA
1959	Primo trattore a 4 ruote giapponese - Kubota - Giappone
1959	Primo test sui telai di sicurezza - Svezia
1960	Primo circuito idraulico a pressione costante - JD - USA
1963	Primo cambio Power-Shift - JD - USA
1965	Primo trattore 4 RM con albero di trasmissione centrale - SAME - Italia
1973	Primo controllo elettronico del sistema idraulico - Allis Chalmers - USA
1973	Portattrezzi Intrac della Deutz - Germania
1973	Trattore speciale a alta efficienza di accoppiamento MB Track Benz - Germania
1978	Controllo elettronico del sollevatore - Bosch Deutz - Germania
1980	Primo trattore standard con velocità a 40 km/h - Fendt - Germania
1987	Sospensione passiva della cabina - Renault - Francia
1992	Chassis a telaio - JD - USA
1996	Trasmissione misto meccanica idrostatica a variazione continua della velocità - Fendt

Tabella I.1- Principali tappe evolutive del trattore agricolo.

I.2 TIPOLOGIE COSTRUTTIVE E CLASSIFICAZIONE

Una prima possibile classificazione dei trattori tiene conto della potenza misurata al volano del motore, come riportato nella

Tabella I.2:

Segmento	Potenza	
	[KW]	[CV]
Cat. A Compact	0-36	0-50
Cat. B Mini	37-73	51-100
Cat. C Small	74-132	101-180
Cat. D Large	133-177	181-240
Cat. E Super Large	Oltre 178	Oltre 241

Tabella I.2 - Segmentazione dei trattori per classe di potenza.

Un'altra classificazione tiene conto della tipologia degli organi di propulsione, che possono essere:

- Pneumatici, i più diffusi.
- Cingoli metallici o in gomma.
- Organi speciali di propulsione, utilizzati soltanto per applicazioni particolari.

I trattori gommati possono anche essere suddivisi in base al numero delle ruote che prendono la potenza direttamente dall'albero motore:

- Trattori a *due ruote motrici (2RM)*, con un solo asse motore;
- Trattori a *quattro ruote motrici (4RM)*, con due assi motori;
- Trattori a *doppia trazione (DT)* inseribile a comando.

Infine, ma non per importanza, la classificazione che dà un'utile indicazione circa la tipologia di uso permette di delineare:

- Trattori convenzionali, aventi come scopo il trasporto su strada e le lavorazioni in pieno campo.
- Trattori specialistici, realizzati per lavori di frutticoltura, viticoltura o orticoltura. Appartengono a questa categoria i trattori a telaio scavallatore.
- Trattori speciali. Sono i trattori con la configurazione di portattrezzi e i transporter con rimorchio per il trasporto.

I trattori a *due ruote motrici* (Figura I.2) sono i più economici data la facilità di costruzione.



Figura I.2 - Trattore Landini a due ruote motrici.

Il telaio è rigido a trave unica con assale anteriore incernierato al telaio stesso e generalmente senza sospensioni. Tale soluzione consente di mantenere tutte le ruote aderenti al suolo anche in presenza di terreni accidentati. Le ruote anteriori non sono motrici bensì direttrici e sono di diametro notevolmente inferiore rispetto alle posteriori consentendo così angoli di sterzata elevati ed ingombri particolarmente ridotti.

In condizioni statiche la massa grava solo per 2/3 sulle ruote motrici (Figura I.3) e ciò si riflette negativamente sulle possibilità di lavoro di tale trattore.

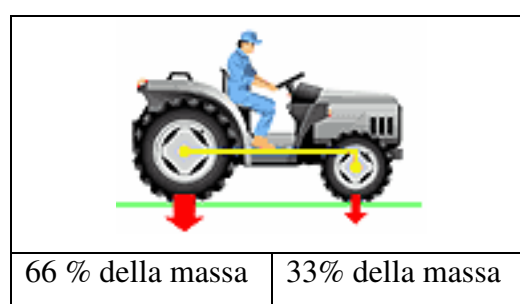


Figura I.3 - Distribuzione della massa su un trattore 2RM.

Questo infatti è adatto a lavori non troppo impegnativi quali il trasporto, erpicatura leggera, semina, rullatura o lavori a punto fisso dove è impegnata solo la presa di forza. La massa ridotta, a parità di potenza, rispetto a un trattore 4RM o DT in certe condizioni può risultare un vantaggio in termini di minor perdite per autodislocamento soprattutto su terreno agrario cedevole, ma con lo svantaggio di minori forze di trazione e maggiori slittamenti delle ruote motrici a parità di tiro.

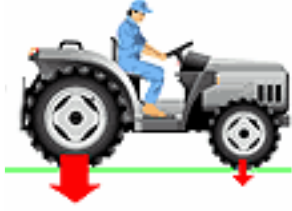
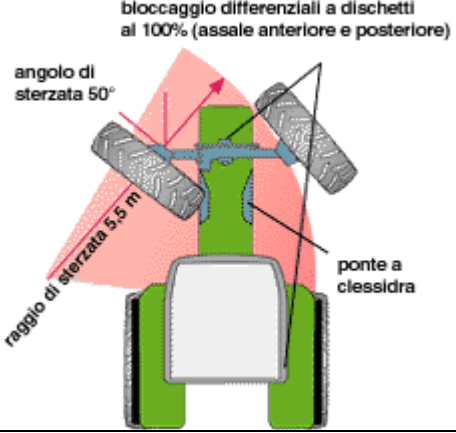
I trattori a doppia trazione (DT) (Figura I.4) derivano da un trattore a 2RM con in più la possibilità di poter rendere motrici anche le ruote anteriori.



Figura I.4 - Un moderno doppia trazione di elevata potenza.

La ripartizione statica della massa è in genere di $2/5$ sull'assale anteriore e $3/5$ sul posteriore (Figura I.5). Tale tipo di trattore consente maggior aderenza a parità di massa, rispetto ai precedenti e quindi la possibilità di trasportare carichi superiori. In tale applicazione il diametro delle ruote anteriori è di poco inferiore a quello delle posteriori.

Tale differenza è ancora oggi mantenuta per consentire di aumentare l'angolo di sterzata (Figura I.6).

		
60% della massa	40% della massa	
Figura I.5 - Distribuzione della massa su un trattore DT.		Figura I.6 - Angolo di sterzata.

Costruttivamente si impone che la velocità delle ruote anteriori sia lievemente superiore di quella delle posteriori così che, in condizioni di lavoro, l'assale anteriore risulti in anticipo sempre sul posteriore risultandone incrementata la capacità di trazione e soprattutto la guidabilità. Infine, a parità di potenza, anche se più pesante rispetto ai 2RM risulta più versatile e più idoneo ai lavori particolarmente pesanti.

Alcune realizzazioni prevedono di avere l'inserimento automatico della doppia trazione in funzione di una definita velocità d'avanzamento del trattore: generalmente questa velocità si identifica con i 15 km/h alla quale si disinnesta la doppia trazione, al disotto questa si innesta. Tale sistema consente di ridurre l'affaticamento del conducente e l'usura dei pneumatici.

Il trattore a 4 ruote motrici permanenti (Figura I.7) ha come elemento distintivo la sterzata articolata. Ciò consente di essere completamente svicolati dal diametro delle ruote che in questo caso sarà lo stesso per le ruote anteriori e posteriori. In particolare nel caso di elevate potenze, superiori anche ai 150 kW, è necessario che le ruote siano di diametro particolarmente grande per scaricare a terra tutta la coppia disponibile ai mozzi. La sterzata si realizza mediante martinetti idraulici agenti su uno snodo centrale. L'articolazione consente di avere spostamenti relativi tra gli assali sia sul piano orizzontale (fino a circa 42°) sia, limitatamente, su quello verticale (fino a circa 30°). La ripartizione dei carichi in condizioni statiche risulta pari al 60% della massa sull'asse anteriore e 40% su quello posteriore. Così facendo, in condizioni dinamiche, si ottiene una ripartizione uniforme della massa pari a circa il 50% (Figura I.7) per ogni asse (questo fatto giustifica la scelta delle ruote con ugual diametro).

Tutti questi pregi si pagano in termini di maggiore complessità costruttiva e quindi maggiori costi.



Figura I.7 - Trattore di grande potenza con ruote isodiametriche gemellate.

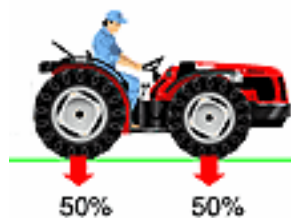


Figura I.8 - Trattore a ruote isodiametriche con distribuzione dei carichi omogenea sugli assali.

Si distinguono completamente dai precedenti i *trattori cingolati* (Figura I.9). Questi vengono chiamati “macchine in ogni tempo e in ogni luogo”.



Figura I.9 - Trattore con cingoli in metallo (a destra) ed in gomma (a sinistra).

Infatti per le caratteristiche che possiedono sono molto adoperati su terreni difficili e in lavorazioni che richiedono l'erogazione di potenze molto elevate. Con i cingoli è possibile ridurre al minimo gli slittamenti, grazie all'aggrappamento delle palette d'aderenza, inoltre si va incontro a minori pressioni specifiche sul terreno agrario (Figura I.10), consentendo un minor grado di compattamento, e maggior massa del mezzo. Nelle migliori condizioni d'aderenza i cingolati possono esercitare sforzi di trazione anche leggermente superiori alla propria massa, ma di contro tali benefici si perdono su terreni molto duri. Rispetto ai trattori a ruote, i cingolati permettono raggi di sterzata ben più ridotti, maggiore stabilità trasversale, grazie al baricentro più basso, e ingombro più limitato a parità di potenza. Solo da pochi anni sono stati introdotti i cingolati gommati che presentano i vantaggi dei cingolati classici cui si aggiungono i benefici dei trattori gommati (elevate velocità e possibilità di circolazione stradale).

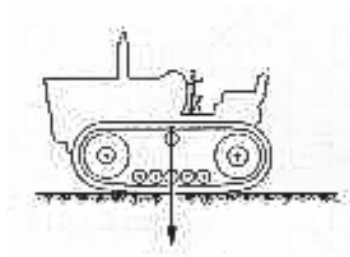


Figura I.10 La massa è distribuita per tutta la lunghezza dei cingoli a contatto con il terreno.

I.3 STRUTTURA

Il moderno trattore agricolo ha un notevole contenuto tecnologico e nei modelli di gamma media e alta non ha nulla da invidiare, come tecnologia costruttiva, alle automobili, alle macchine movimento terra e agli autotreni, anche come dotazioni di sicurezza e di comfort di guida. Se una volta il trattore era una macchina prevalentemente meccanica, attualmente sta rapidamente evolvendo verso un sempre maggiore impiego della componentistica idraulica e di quella elettronica soprattutto per la gestione ottimale delle diverse parti componenti e delle principali funzioni operative. I sistemi componenti di un trattore sono numerosi (Figura I.11 e

Figura I.12), ma possiamo evidenziare i seguenti:

- motore;
- trasmissione;
- sollevatore idraulico posteriore e anteriore, sistemi idraulici;
- sistemi di frenatura di servizio e di stazionamento;
- sistemi elettrici ed elettronici anche come strumentazione di comando e controllo;
- sistemi di aggancio e comando attrezzi posteriori e anteriori;
- cabina di protezione e posto di guida;
- organi di dislocamento (pneumatici o cingoli);
- organi di direzione o sterzata.

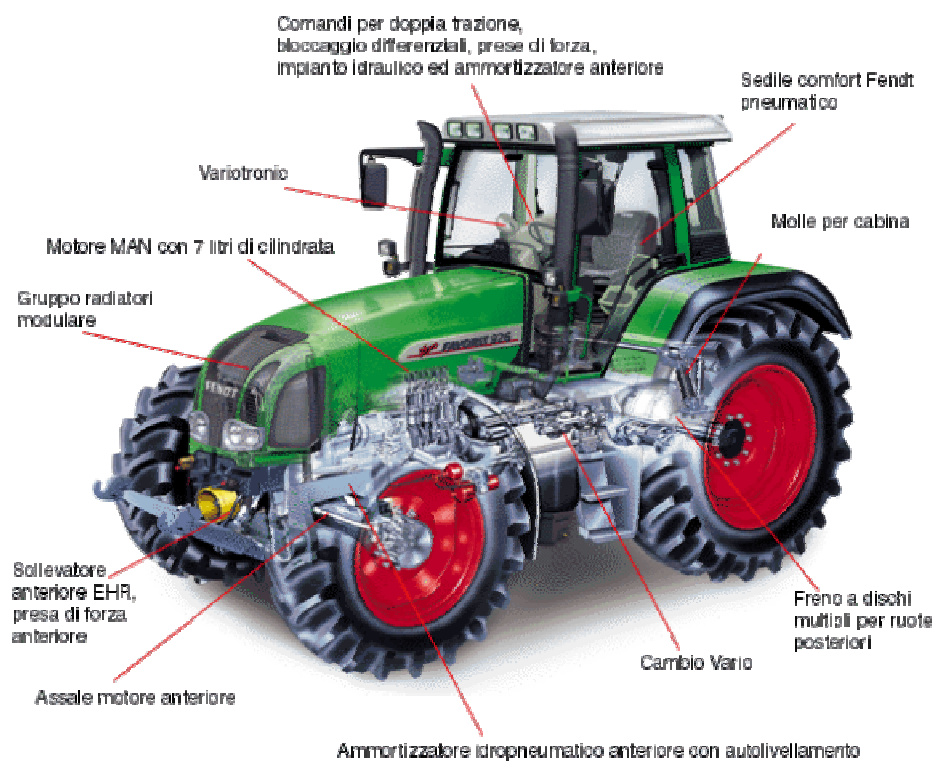


Figura I.11 - Sezione a strappo di un moderno trattore Fendt 926 in cui sono messi in risalto le principali componenti.



- | | | | |
|----|---|----|---|
| 1 | Assale motore anteriore, 50° di angolo di sterzata | 14 | Ammortizzatore ad azoto |
| 2 | Ammortizzatore idropneumatico anteriore autolivellante a due cilindri | 15 | Supporti ammortizzatori cabina |
| 3 | Sollevatore anteriore | 16 | Freno a disco per ruote posteriori |
| 4 | Presa di forza anteriore | 17 | Freno a disco per ruote anteriori |
| 5 | Ridutture epicicloidale | 18 | Assale |
| 6 | Intercooler | 19 | Cabina comfort ribaltabile |
| 7 | Gruppo di raffreddamento compatto | 20 | Illuminazione supplementare |
| 8 | Motore MAN da 7 L a gestione elettronica | 21 | Sedile pneumatico comfort Fendt girevole con supporto lombare |
| 9 | Filtro dell'aria Strata® con espulsore | 22 | Joystick con comandi per: cambio Vario, distributori idraulici, presa di forza e funzioni TMS |
| 10 | Motore idraulico | 23 | Terminale Vario per regolazioni cambio, sollevatore e distributori idraulico |
| 11 | Ingranaggio planetario | 24 | Variotronic TI |
| 12 | Frizione doppia trazione | | |
| 13 | Serbatoio carburante da 530 litri | | |

Figura I.12 - Componenti di un moderno trattore FENDT serie 930 Vario.

Tali sistemi possono presentare a seconda dei modelli un notevole grado di diversificazione e sofisticazione ed il ventaglio delle possibilità offerte dal mercato è notevole. Costruttivamente, i moderni trattori hanno per lo più struttura rigido-compatta: i vari gruppi che costituiscono la macchina sono flangiati tra loro, in modo da formare un insieme monolitico che si potrebbe assimilare ad una trave. La struttura viene completata con l'assale anteriore e con le due scatole dei riduttori finali che contengono gli organi di trasmissione del moto alle ruote posteriori.

I.3.1 IL TELAIO

I trattori agricoli standard non possiedono uno specifico telaio e specifici sistemi di sospensioni. Gli unici organi, oltre al sedile del conducente, che assolvono anche un compito di sospensione elastica sono i pneumatici. I trattori più avanzati tecnologicamente presentano tuttavia delle caratteristiche di notevole importanza: prima fra tutte la costruzione della cabina "sospesa" che in qualche modo divide il telaio dalla cabina stessa. Tale sistema si realizza mediante l'utilizzo di supporti idraulici, molle ed ammortizzatori che assorbono urti e sollecitazioni in senso longitudinale. Altro sistema consiste nell'utilizzo di compensatori idraulici delle oscillazioni posti sugli assali (Figura I.13).



Figura I.13 - Chassis di un trattore: 1.telaio; 2.braccio oscillante; 3. assale oscillante; 4. cilindro idraulico; 5. ammortizzatori telaio; 6. supporti idraulici; 7. molle; 8. ammortizzatori cabina.

Altro sistema in via di sviluppo consiste nel realizzare il collegamento tra gli assali, sia anteriore che posteriore, e una trave centrale che contiene la trasmissione, con due snodi (Figura I.14). Ciò consente che i due assali siano indipendenti. Il principio di funzionamento è riportato nella figura seguente:

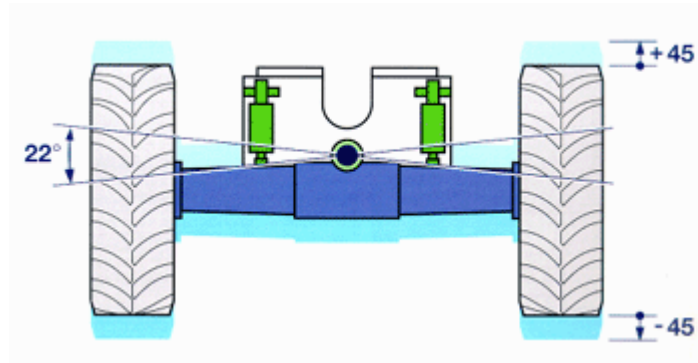


Figura I.14 - Schema di funzionamento della sospensione oscillante anteriore.



Figura I.15 - Applicazione durante il superamento di un ostacolo.

Tuttavia durante le lavorazioni in campo è necessario un controllo preciso degli attrezzi portati, la cui altezza rispetto al terreno deve rimanere costante. Si pone rimedio, bloccando i sistemi di sospensione che agiscono sul telaio e lasciando attivi solo quelli agenti sulla cabina. Inoltre un inconveniente può essere rappresentato dai moti di vibrazione longitudinali (beccheggio) che si presentano sulla macchina soprattutto nel corso di spostamenti veloci (oltre i 30 km/h) con attrezzo portato posteriormente. Questo problema ha comportato la comparsa sul mercato di dispositivi appositi per il controllo del moto di beccheggio nei trattori tradizionali, e da ultimo la proposta da parte di varie case costruttrici di sospensioni per il solo assale anteriore spesso attivabili o disattivabili con apposito comando da parte dell'operatore.

Le parti principali che compongono il telaio di un trattore 2RM e DT sono:

- supporto assale anteriore;
- motore;
- scatola della frizione e del cambio di velocità;

- scatola della trasmissione finale;
- scatole dei riduttori laterali;
- scatola della presa di potenza.

Il sollevatore idraulico posteriore, pur non essendo parte integrante del telaio trattore, ne completa la struttura. Le altre parti e la carrozzeria sono sostenute direttamente da alcuni di questi gruppi o da incastellature fissate ai gruppi stessi. Il vantaggio di tali sistemi consiste nella possibilità di adattare l'attrezzatura montata sul sollevatore ai dislivelli del terreno.

Gli elementi fissati sul trattore sono (Figura I.166): 1. ancoraggio del sollevatore al perno per lo sforzo controllato; 2. alloggiamento sollevatore; 3. impianto idraulico per inclinazione; 4. impianto idraulico per lo spostamento laterale; 5. cilindri di sollevamento; 6. albero sollevatore in posizione bassa; 7. bracci inferiori; 8. attacchi rapidi.

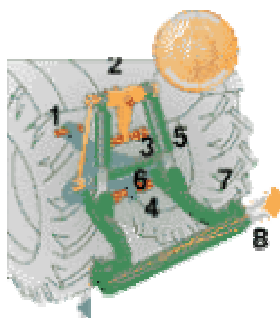


Figura I.166 - Punti di riferimento per l'attacco attrezzi.

Negli anni '90 alcune case hanno reintrodotta uno specifico telaio a longheroni longitudinali per i trattori a ruote per una migliore modularità di costruzione, una migliore distribuzione dei pesi ed un migliore collegamento strutturale dell'attacco a tre punti anteriore (John Deere) o di eventuali attrezzi portati anteriormente. In un caso il telaio a longheroni è associato ad un modello con sospensioni sulle quattro ruote che consente una velocità di oltre 70 km/h (Figura I.17).

Il supporto anteriore è flangiato rigidamente alla coppa del motore e porta i due fori per il perno di collegamento all'assale anteriore, che ha così la possibilità di oscillare nel piano trasversale, consentendo il contatto costante delle ruote direttrici con il suolo anche in condizioni di terreno accidentato e la ripartizione sulle stesse della massa della parte anteriore del trattore.

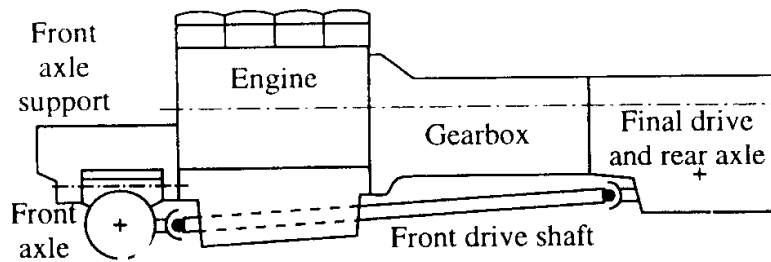


Figura I.177 - La struttura portante è realizzata dalle varie parti costituenti (motore assi, trasmissione) flangiate tra loro.

Più recentemente sono stati realizzati trattori che hanno un telaio portante sul quale vengono montati i diversi componenti che, quindi, non assumo più funzione strutturale (Figura I.18).

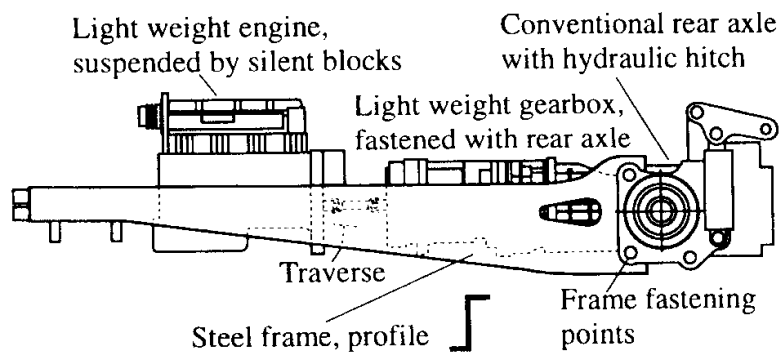


Figura I.18 Telaio e configurazione della trasmissione di un trattore John Deere

I.3.2 IL MOTORE

I motori dei trattori agricoli, nella quasi totalità, sono diesel veloci a 4 tempi, aspirati o sovralimentati (turbocompressi), ad iniezione diretta. In essi, cioè, il combustibile viene iniettato direttamente nel cilindro, al centro della camera di combustione ricavata sullo stantuffo (Figura I.19).

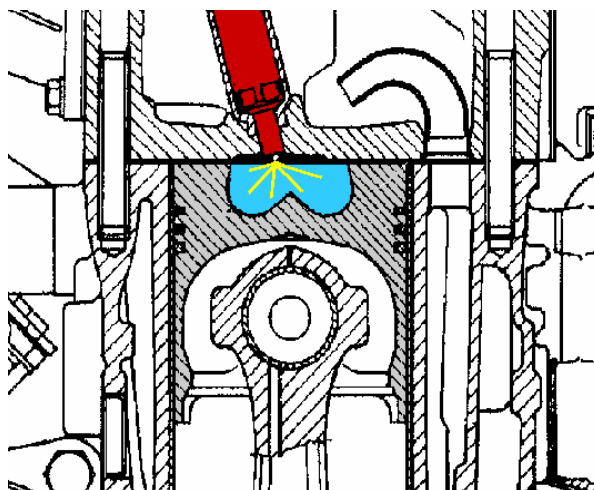


Figura I.19 - Sezione di pistone con camera di combustione sagomata sulla testa.

Un motore a iniezione diretta consente importanti vantaggi:

- ridotti consumi specifici (motore più compatto con riduzione delle perdite di calore);
- migliore partenza a freddo;
- maggiore semplicità costruttiva
- minor costo.

I motori ad iniezione diretta impiegati per la trazione agricola presentano, di massima, in relazione soprattutto ad un campo di potenze comprese tra 30 e 130 kW, caratteristiche simili (Tabella I.3).

Fra i motori diesel (a cilindri in linea) più tipicamente usati per la trazione agricola figurano quelli:

- a 3 cilindri;
- a 4 cilindri (Figura I.19);
- a 4 cilindri turbo;
- a 6 cilindri turbo;

I motori vengono prodotti per famiglie secondo utilizzando elementi con la stessa cilindrata. Di seguito è riportata una classica famiglia di motori.

Famiglia	I/3			I/4				I/6			
Modello	I.1	I.2	I.3	II.1	II.2	II.3	II.4	III.1	III.2	III.3	III.4
Turbo/ Intercooler	-	-	T	-	T	T	TI	T	T	TI	TI

Per i casi in tabella, assumendo un'unica cilindrata di 1,2 l e un regime di rotazione dell'ordine dei 2300 – 2500 gir/min, si realizzeranno macchine che passeranno da una potenza minima del modello I.1 di 40 kW a una massima del modello III.4 di 220 kW.

La cilindrata del motore è funzione del diametro del cilindro e della corsa dello stantuffo: il rapporto corsa/diametro diventa così un importante dato di progetto del motore.

Cilindri n.	3 - 6
Alesaggio, mm	88 - 115
Corsa, mm	85 - 130
Rapporto corsa / diametro	0,95 - 1,2
Cilindrata unitaria, mm ³	517 - 1350
Rapporto di compressione	16 – 18 : 1 ⁽¹⁾
Potenza specifica, kW/l	10 - 20 ⁽²⁾
Pressione media effettiva, bar	7 - 10 ⁽³⁾
Rapporto peso / potenza, kg/Kw	4 - 9 ⁽⁴⁾
Regime di potenza massima (r.p.m.), giri/min	2000 - 3000
Regime di coppia massima, giri/min	circa il 65% del r.p.m.
Regime minimo a vuoto, giri/min	600 - 700
Regime massimo a vuoto, giri, min	150 - 200 in più del r.p.m.
Consumo specifico di gasolio, g/kWh	210 - 240 ⁽⁵⁾
Consumo specifico di lubrificante, g/kWh	< 1
Riserva di coppia, %	> 20
Distribuzione	a valvole in testa con comando ad aste e bilancieri
Raffreddamento	ad acqua o ad aria
Lubrificazione	forzata
Iniezione	con pompa in linea o distributore rotante
Regolazione	a tutti i regimi con variatore di anticipo
Avviamento	elettrico a 12 o 14 Volt con motore da 3 - 5 kW
Generatore elettrico	da 0,5 a 0,7 kW
Filtro aria	a bagno d'olio o a secco

Dati validi per motori aspirati. Motori sovralimentati: ⁽¹⁾ 14- 17 : 1; ⁽²⁾ 15 - 25; ⁽³⁾ 10 - 18; ⁽⁴⁾ 3 - 8; ⁽⁵⁾ 195 - 230.

Tabella I.3 - Caratteristiche dei motori diesel per trattori agricoli.

I *motori quadri* (con rapporto corsa/diametro circa 1) presentano tutta una serie di vantaggi. Per le loro caratteristiche costruttive, i motori quadri sono più leggeri, generano meno vibrazioni, presentano minore usura delle pareti del cilindro, richiedono maggiori spazi per le valvole in testa al cilindro e, anche se raggiungono maggiori regimi di rotazione, hanno comunque un minor consumo specifico (motore più compatto e meno perdite termiche).

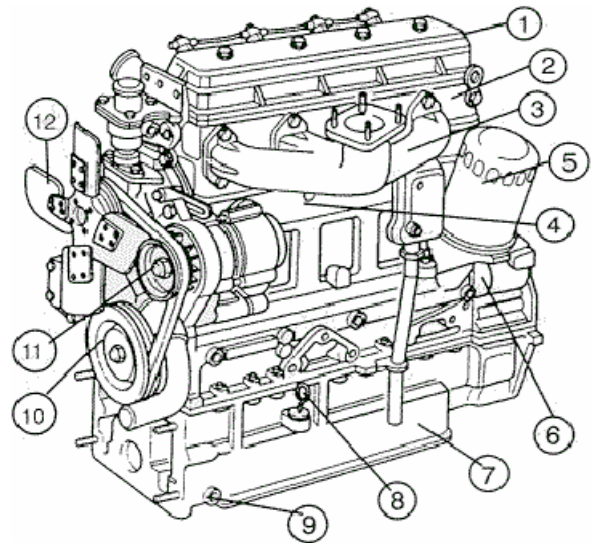
L'attuale tendenza costruttiva di un motore diesel per la trazione agricola è di avere un regime di potenza massima intorno a 2500 giri/min (3000 giri/min solo per motori di piccola potenza spesso monocilindrici).

L'ottimale combustione della carica richiede sempre elevati quantitativi d'aria (ossigeno) nei cilindri ed una buona miscelazione aria/gasolio; per questo, la tendenza attuale è orientata:

- alla costruzione di condotti di aspirazione e camere di combustione in grado di assicurare elevata turbolenza dell'aria per una buona miscelazione del getto di gasolio;
- all'impiego di sistemi d'iniezione con un grado di polverizzazione idoneo;
- all'utilizzo della turbocompressione (che assicura i migliori eccessi d'aria) non solo per le alte potenze, ma anche nelle medie.

La ricerca attuale dei motori per autotrazione privilegia la messa a punto di motori ecologici caratterizzati da bassi consumi specifici, basse emissioni inquinanti e riduzione del rumore e delle vibrazioni.

- 1 Coperchio punterie
- 2 Condotto di scarico
- 3 Testa cilindri
- 4 Filtro olio motore
- 5 Basamento
- 6 Coperchio della messa in fase della pompa di iniezione
- 7 Asta livello olio
- 8 Tappo di scarico olio motore
- 9 Coppa olio
- 10 Puleggia albero motore
- 11 Alternatore
- 12 Ventilatore



- 1 Condotto d'aspirazione
- 2 Pompa d'iniezione
- 3 Pompa d'alimentazione
- 4 Motorino d'avviamento
- 5 Filtro combustibile

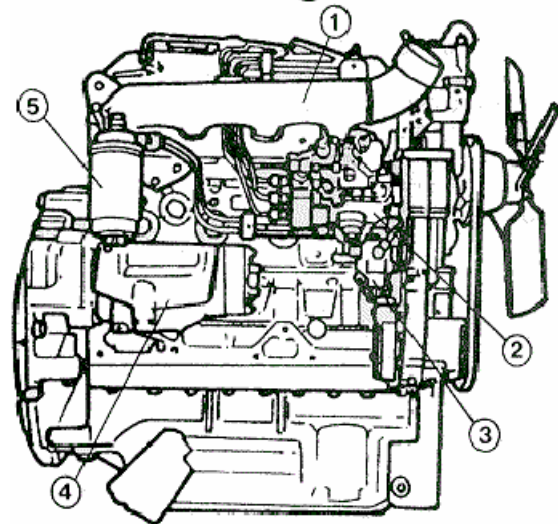


Figura I.19 - Motore diesel a 4 cilindri aspirato.

Di seguito riportiamo i valori medi della potenza specifica e della pressione media effettiva dei motori attuali dei trattori:

Tipo di motore	Potenza specifica		Pressione media effettiva
	W/V, kW/l	W/V, %	p_{me} , bar
Diesel aspirato	11 - 16	100	6,0 - 8,5
Diesel sovralimentato	14 - 19	120 - 130	7,2 - 9,5
Diesel sovralimentato con intercooler	20 - 22	135 - 170	10,5 - 11,5

I.3.3 LA TRASMISSIONE

Tra gli elementi peculiari di un trattore vi è senza dubbio la trasmissione. Con tale termine si intende l'insieme degli organi che trasmettono la potenza del motore ai punti di utilizzazione (Figura I.20), in particolare per gli autoveicoli alle ruote motrici. Su un trattore agricolo, però, la potenza del motore viene trasmessa, oltre che alle ruote motrici, anche alla presa di potenza ed ai sistemi idraulici (sollevatore, idroguida, distributori idraulici...).

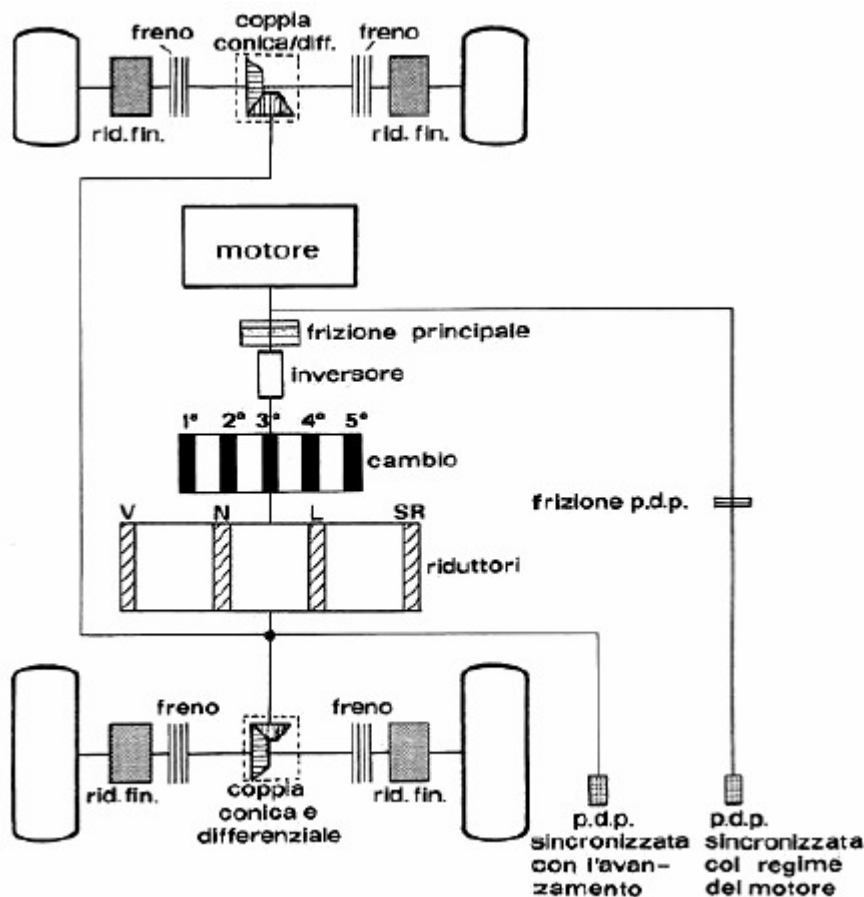


Figura I.20 - Rappresentazione schematica della catena cinematica di trasmissione in un trattore a 4 ruote motrici, dotato di prese di potenza posteriori, convenzionale e sincronizzata con la velocità di avanzamento.

Compito, inoltre, della trasmissione principale è, non solo di trasmettere potenza alle ruote, ma anche di variare opportunamente la coppia motrice erogata dal motore, in funzione della coppia resistente via via incontrata in lavorazione. La potenza in un moto rotatorio è sfruttabile o sottoforma di elevata velocità (e piccola coppia) o al contrario sottoforma di elevata coppia (e bassa velocità). Il **cambio di velocità**, un costituente fondamentale della trasmissione degli autoveicoli, consente appunto di variare opportunamente la coppia motrice erogata dal motore in funzione del tipo di lavorazione richiesta (

Tabella I.4). È solitamente del tipo meccanico a coppie di ingranaggi sempre in presa (solo in alcuni piccoli trattori è ancora del tipo a ingranaggi scorrevoli). La variazione del rapporto di trasmissione è discontinua; la velocità di avanzamento varia però, all'interno di una singola marcia, in funzione del regime del motore.

Operazione	Tipo	Km/h
Lavorazioni del terreno	Aratura	4- 7
	Estirpatura	6- 10
	Erpicatura	6- 12
	Fresatura	2- 4
Concimazione	Organica	4- 7
	Minerale	5- 10
Semina		4- 9
Raccolta foraggi	Sfalcio	6- 15
	Fienagione	6- 12
	Imballatura	4- 6
Trasporti	Strada asfaltata	20- 40
	Strada di campagna	10- 15
Pulizia scoline		0,5- 1
Raccolta frutta		0,2- 0,4

Tabella I.4 - Velocità richieste dalle principali lavorazioni agricole.

La trasmissione, inoltre, deve consentire un facile controllo da parte del guidatore, mediante dispositivi di inserimento e disinserimento dal motore: nelle trasmissioni meccaniche; questi dispositivi sono rappresentati dalla **frizione**. Un' ulteriore funzione svolta dalla trasmissione è, infine, quella di costituire, con le sue robuste scatole di ghisa, parte del telaio portante del trattore stesso.

In linea molto generale le trasmissioni, in campo trattoristico, sono classificabili in base alla loro costituzione, in *meccaniche (classiche e speciali)*, *idrauliche*, *miste*, o anche in base al tipo di azionamento in *manuali*, *semiautomatiche (power-shift)*, *automatiche*.

Le **trasmissioni meccaniche classiche** hanno il pregio di un elevato rendimento di trasmissione. Possono essere di vari tipi:

- cambio base: 12 marce (9 AV + 3 AR) ossia 4 marce base (di cui una retromarcia) e 3 gamme;
- con inversore: 24 marce (12 AV + 12 AR) ossia 4 marce avanti e 3 gamme con inversore a monte (tolta la retromarcia, aggiunto l'inversore);

- con inversore e superriduttore: 32 marce (20 AV + 12 AR), rispetto al precedente sono state aggiunte due gamme (solo avanti) super ridotte.

La velocità massima (30 o 40 km/h) si ottiene:

- modificando il rapporto finale della coppia conica; è un metodo semplice, ma aumentano leggermente le ridotte;
- aggiungendo una 5a marcia per i 40 km/h; questa soluzione ha un costo leggermente superiore.

Lo svantaggio della trasmissione meccanica classica è che non consente il cambio di marcia sotto carico, ma bisogna: premere la frizione, arrestare il trattore, cambiare marcia, rilasciare la frizione e partire. Questo comporta perdita di tempo e forte sollecitazione della trasmissione. Riportiamo un esempio di trasmissione meccanica con tutti i rapporti sincronizzati. In questo caso ci sono 21 marce in avanti e grazie ad un inversore 21 marce indietro (Figura I.21).

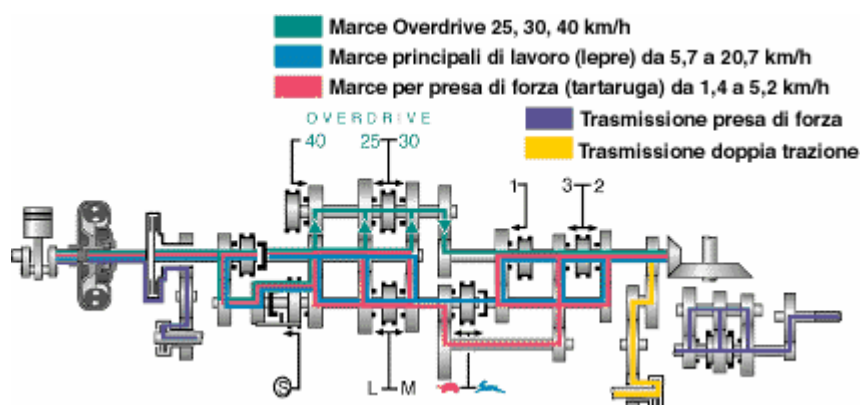


Figura I.21 - Esempio di trasmissione con rappresentazione dei punti in cui si produce potenza meccanica fino ai punti dove si assorbe.

Le **trasmissioni meccaniche speciali** si basano sull'impiego di riduttori inseribili sotto carico (RISC), che consentono di cambiare rapporto di trasmissione senza azionare la frizione principale, ossia senza interrompere la trasmissione del moto dal motore alle ruote. La possibilità di cambio marcia sotto carico è uno dei requisiti più qualificanti per un trattore. Infatti il trattore, a differenza di un'automobile, viaggia ad una velocità nettamente inferiore e inoltre si muove su terreni con portanza nettamente più modesta all'asfalto, spesso accidentati e fangosi. Quindi durante il cambio marcia, l'interruzione della trasmissione di potenza di moto tra trattore e ruote, può provocare l'arresto del mezzo dotato di scarsa velocità inerziale.

Il riduttore di una trasmissione inseribile sotto carico può essere costituito:

- da una scatola che contiene due coppie di ingranaggi sempre in presa, e munita di una frizione supplementare (overdrive). Se quest'ultima è resa solidale con la scatola, il tutto ruota in presa diretta; se la frizione è staccata, il moto viene trasmesso attraverso gli ingranaggi con un certo rapporto di trasmissione;
- da un rotismo epicicloidale. Il riduttore epicicloidale determina un certo rapporto di trasmissione se la corona è bloccata, mentre se è libera di ruotare la trasmissione avviene in presa diretta (Figura I.22).

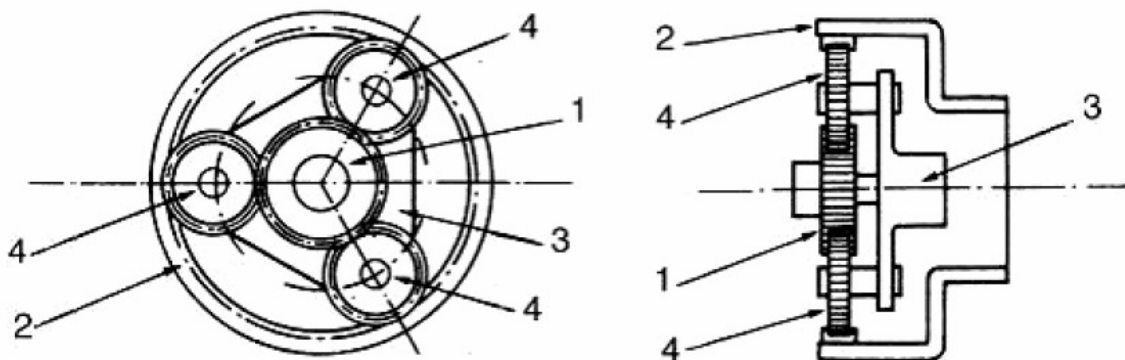


Figura I.22 - Gruppo epicicloidale: 1) Ingranaggio solare; 2) Corona dentata; 3) Portaplanetari; 4) Ingranaggi planetari.

Le trasmissioni a RISC sono di tre tipi:

- possono consentire la variazione del rapporto di trasmissione all'interno della stessa marcia (RISC a stadi, o Hi- Lo);
- possono consentire il cambio di marcia all'interno della stessa gamma (RISC a gamme, o Powershift);
- possono consentire il cambio di marcia anche fra gamme diverse (RISC completo, o full Powershift).

L'Hi- Lo consente di aumentare o diminuire la velocità di ogni marcia (del 13%-22% a seconda del costruttore) senza usare la frizione, ma premendo semplicemente un pulsante o tirando una leva. Alcune ditte forniscono Hi- Lo a tre stadi, ossia 3 velocità all'interno della stessa marcia. Rispetto alla trasmissione classica, costa leggermente di più e assorbe il 3% della potenza. In genere viene montato su trattori da 70 a 140 CV. Consiste in un riduttore (epicicloidale, oppure due coppie di ingranaggi) con frizioni multidisco idrauliche che consentono la trasmissione alternativamente attraverso il riduttore e in presa diretta.

Il RISC a gamme utilizza lo stesso dispositivo su tutte le marce della stessa gamma; ogni coppia di ingranaggi ha la sua frizione. Il costo è sensibilmente superiore e la perdita di potenza del 10% circa.

Il RISC completo ha anche frizioni per ciascuna gamma. Ha senso solo su trattori così potenti da compensare l'abbassamento del rendimento di trasmissione. La gestione è in genere elettronica.

Le **trasmissioni idrauliche** sono costituite da un fluido (olio) in moto che trasmette la potenza meccanica erogata dal motore agli organi operatori e si dividono in *idrostatiche* e *idrodinamiche* a seconda che la potenza idraulica sia trasferita sotto forma di elevata pressione o elevata velocità. Le trasmissioni idrostatiche sono costituite, in linea generale, da una pompa, da un circuito idraulico e da motori o attuatori idraulici. Le trasmissioni idrostatiche possono essere impiegate, non solo per la trasmissione alle ruote motrici, ma anche per tutti i servomeccanismi idraulici presenti (comando della frizione, dei freni, dello sterzo) . Il vantaggio delle trasmissioni idrostatiche è di essere flessibili e di poco ingombro, con lo svantaggio di rendimenti di trasmissione più bassi rispetto a quelle meccaniche. Le trasmissioni idrodinamiche sono rappresentate da due sistemi caratteristici: il giunto idraulico (detto anche frizione idraulica) e il *convertitore idraulico di coppia* (Figura I.23).

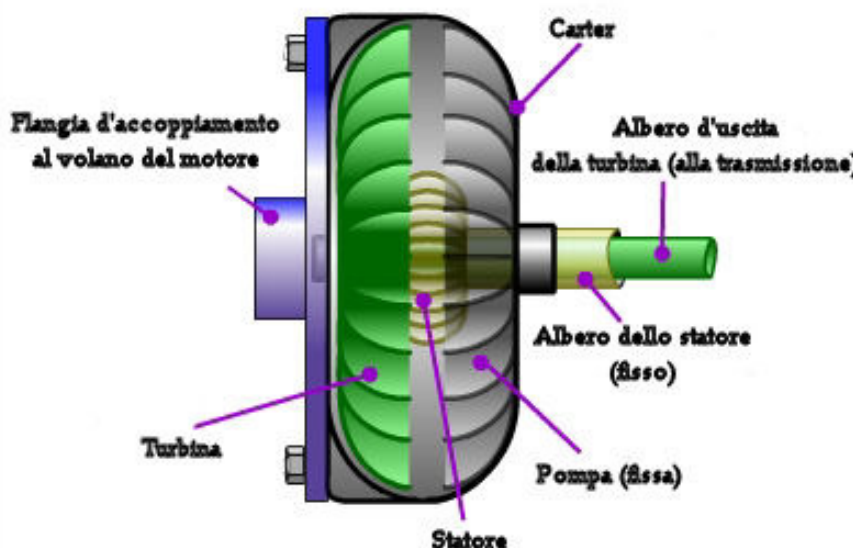


Figura I.23 - Elementi costitutivi di un convertitore di coppia.

In molti casi si realizzano **trasmissioni miste**, idrostatiche e meccaniche, per consentire soprattutto un controllo continuo della velocità di avanzamento ed una maggiore facilità e semplicità di guida (

Figura I.24).

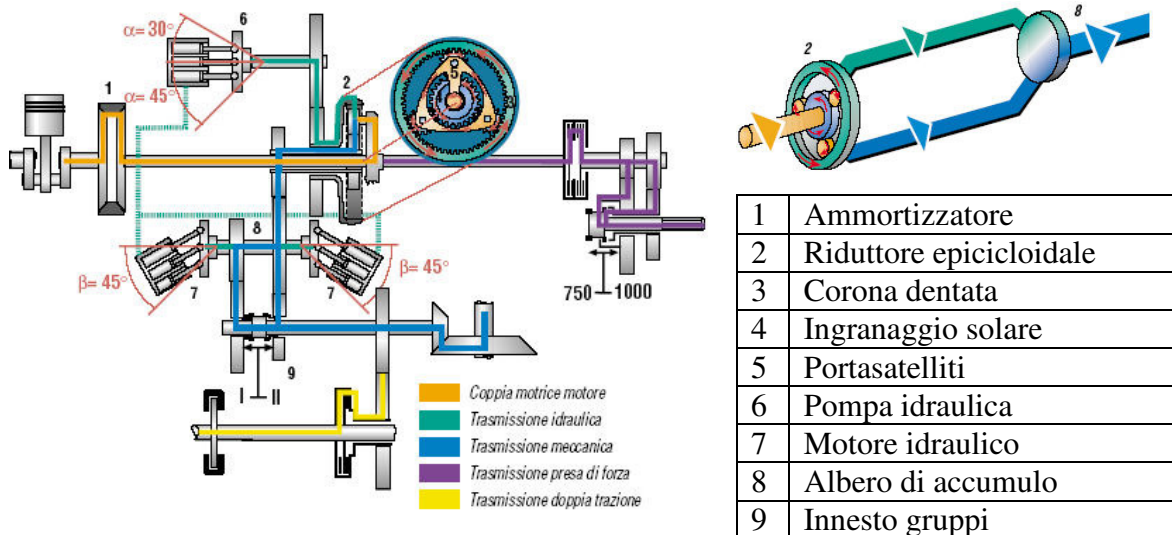


Figura I.24 - Schema di trasmissione mista di un trattore Fendt serie 900 Vario.

Su alcuni trattori agricoli, per la verità poco diffusi, si adoperano al contrario trasmissioni miste basate su giunto o convertitore idraulico di coppia e cambio meccanico a valle, con la possibilità di un apposito comando (kick down) per escludere la trasmissione idraulica quando non più vantaggiosa e realizzare una trasmissione completamente meccanica.

Dal punto di vista del tipo di azionamento le trasmissioni, come scritto, possono essere classificate in *manuali, semiautomatiche e automatiche*.

Le **trasmissioni manuali** sono rappresentate dai sistemi tradizionali frizione e cambio meccanico a gradini (Figura I.25). Nei trattori agricoli in linea generale sono presenti due o più cambi in cascata. Per consentire il cambio marce esistono quindi diverse leve: una per il cambio marce, le altre per il cambio gamme. Sempre in generale solo il cambio marce è sincronizzato; per cambiare gamma occorre arrestare il trattore. Anche la retromarce può non essere sincronizzata. Nelle produzioni più recenti e nella fascia di potenza medio-alta sono diffuse le realizzazioni di cambi completamente sincronizzati (anche nel cambio gamma), con inversore sincronizzato: le retromarce sono tante quante le marce avanti, sono completamente sincronizzate e l'inversore può essere inserito in moto senza arrestare il trattore.

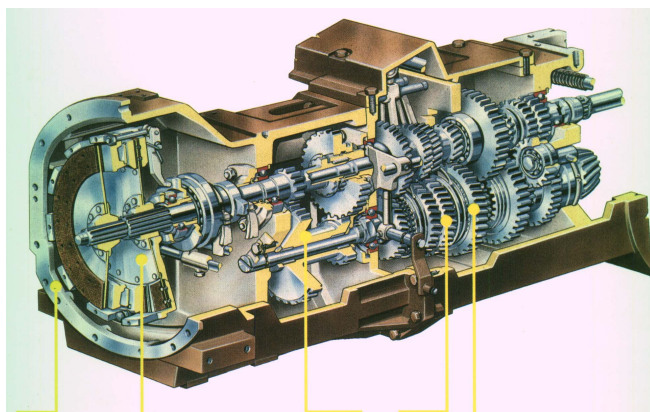


Figura I.25 - Gruppo frizione e cambio.

Le **trasmissioni semiautomatiche** consentono il cambio sotto carico, cioè senza abbassare il pedale della frizione. L'operatore così può chiamare una o più marce agendo soltanto su un'apposita leva o schiacciando un pulsante, ma senza intervenire sulla frizione. Il cambio richiesto avviene con un servomeccanismo che comanda delle frizioni idrauliche a innesto-disinnesto graduale: il tempo richiesto è di frazioni di secondo e praticamente non c'è interruzione del flusso di potenza nella trasmissione. Per i trattori agricoli tali cambi semiautomatici vanno sotto il nome tradizionale di *power shift*. Le prime realizzazioni sono degli anni '50 con power shift elementari: un riduttore inseribile o disinseribile sottocarico con possibilità di due rapporti power shift. Attualmente nella fascia di potenza medio-alta sono sempre più diffusi power shift a gamme: tutte le marce (3-4) sono comandabili sotto carico a parità di gamma, compreso l'inversore (power reverse). Mentre solo per le alte potenze sono offerti dei power shift totali: trasmissione totalmente semiautomatica, anche nell'inversione del senso di marcia.

Si è detto che la trasmissione nei trattori ha come ulteriore compito fondamentale quello di trasmettere la potenza alla **presa di potenza** (Figura I.26): tale elemento consente di mettere in moto macchine operatrici che necessitano di alimentazione esterna che in questo caso è fornita dal trattore. Il collegamento tra la presa di potenza e attrezzo avviene mediante un albero con doppio giunto cardanico per consentire un eventuale disallineamento relativo. C'è quindi un albero scanalato che fuoriesce dal trattore e un albero collegato alla macchina operatrice. L'albero della presa di potenza è di solito interno a quello primario del cambio e deriva il moto direttamente dall'albero motore (Figura I.26). La velocità di rotazione prevista da normative internazionali è:

- 540 giri/min (caso di più frequente utilizzazione);

- 1000 giri/min (permette di ridurre la coppia e quindi le sollecitazioni agenti sulla presa di potenza; utile per la trasmissione di potenze elevate).

Poiché il regime della presa di potenza è proporzionale a quello del motore (a meno di un certo rapporto di trasmissione), il regime nominale si ottiene solo per un determinato regime del motore, pari solitamente a circa il 90 % del massimo. Ciò consente:

- di trasmettere attraverso la presa di potenza quasi tutta la potenza del motore;
- di sfruttare l'elasticità del motore (percentuale della coppia massima sfruttabile senza cambiare marcia).

Nel caso di operatrici richiedenti una coppia motrice bassa (irroratrici, spandiconcime, seminatrici ecc.), ciò comporta però un elevato consumo specifico. Alcune trattatrici hanno la possibilità di far funzionare la presa di potenza a 750 giri/min: ciò consente di azionare un'operatrice, predisposta per la presa di potenza a 540 giri/min, ad un regime del motore pari a circa il 70 % del massimo, con un migliore rendimento. È per questo motivo che tale presa di potenza è chiamata presa economica.

Se invece la presa di potenza deriva il moto a valle del cambio, il suo regime è proporzionale a quello delle ruote (presa di potenza sincronizzata col cambio). E' utile solo in casi limitati (il caso tipico è quello dell'azionamento di un rimorchio ad assale motore).



Figura I.26 - Collegamento della presa di potenza alla trasmissione.

La presa di potenza è attualmente totalmente indipendente: esistono cioè due frizioni, spesso montate sulla stessa scatola, del cambio e della presa di potenza con due comandi distinti, rispettivamente a pedale e a leva. Tale tipo di presa consente di arrestare il trattore senza fermare la presa stessa o viceversa consente di bloccare la presa senza arrestare il trattore. Il collegamento della presa di potenza avviene attraverso profili scanalati le cui dimensioni (

Figura I.28) sono fissate da norme internazionali, offrendo in questo modo l'intercambiabilità di attrezzi diversi.


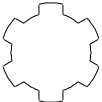
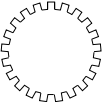
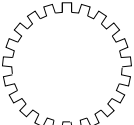
	Diametro [mm]	Scanalature	Potenza motore, [kW]
	35	6	< 48
	45	6	48-100
	35	21	48-92
	45	21	92-185

Figura I.27 - Profili scanalati standardizzati della PTO.

Il verso di rotazione della presa di potenza è orario per un osservatore che si trova davanti all'attacco. I terminali di attacco sono standardizzati anche come posizione rispetto ai punti attacco attrezzi.

I.3.4 I SISTEMI DI DISLOCAMENTO

I sistemi di dislocamento sono rappresentati normalmente da ruote gommatae, provviste cioè di *pneumatici con costolatura*:

- longitudinale, nelle ruote direttrici dei trattori 2RM, per avere tenuta trasversale e una buona autopulizia;

- a spina di pesce a centro aperto, nelle ruote motrici, per garantire l'appoggio sia nella direzione di marcia sia lateralmente, oltre che una buona autopulizia.

La pressione di gonfiaggio di un pneumatico dipende dal peso che deve sopportare, e dalla superficie di contatto col terreno (ossia dalle sue dimensioni). Per le trattrici agricole, è normalmente compresa fra 1,2 e 2,5 bar. Essa influenza direttamente la compattazione del terreno, in quanto la pressione esercitata sul terreno p_t dipende dalla pressione di gonfiaggio p_g e da un coefficiente di rigidità della carcassa k (solitamente $k = 0,2 - 0,5$ bar), secondo la relazione: $p_t = p_g + k$ (Figura I.28).

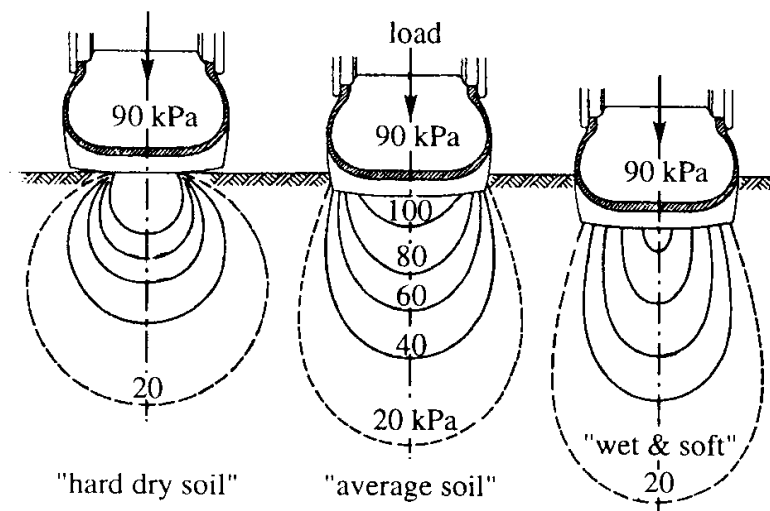


Figura I.28 - Bulbi di pressione di Söhne che rappresentano la distribuzione della tensione normale sotto una ruota per differenti condizioni del suolo con un carico di 10 KN.

I terreni agricoli necessitano di aria e spazi riempiti d'acqua per permettere alle radici di crescere, il trasporto dei nutrienti della pianta, e la rapida assorbimento della pioggia. Il compattamento è definito come una *diminuzione del volume* di questi pori. Questo è dovuto a due motivi:

1. compattamento del sottosuolo che dipende dal peso totale del trattore
2. il disturbo superficiale provocato dalla distribuzione della pressione tra ruota e terreno.

Risulta vantaggioso l'impiego dei *pneumatici radiali* (Figura I.29), che si distinguono dai convenzionali pneumatici diagonali in base alla direzione delle tele che compongono la carcassa. Infatti i pneumatici radiali sono più deformabili (quindi minore k) e hanno, inoltre, maggiore superficie di contatto (quindi maggiore c_a).

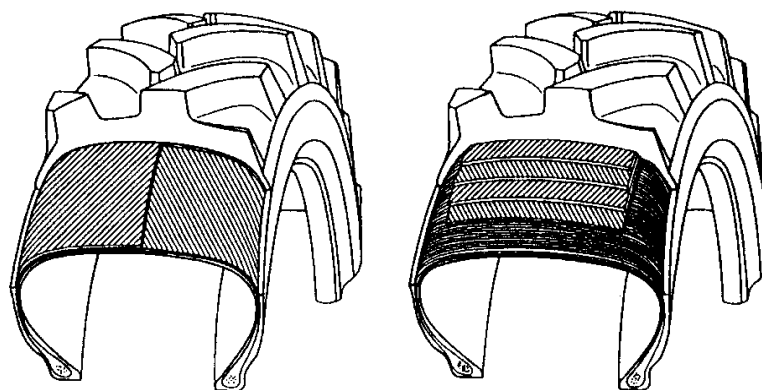


Figura I.29 - La sezione di un pneumatico a strati diagonali a sinistra e uno a strati radiali sulla destra.

I sistemi di dislocamento speciali sono utilizzati solo in casi particolari e sono:

- i *pneumatici stretti* per lavorazioni colturali (sarchiatura, concimazione, trattamenti ecc.);
- i *pneumatici con costolatura alta*, per lavori specifici in terreni con scarsa aderenza (torbiere, paludi ecc.);
- i *sovracingoli*, applicabili sopra le ruote gommate per aumentare l'aderenza (terreni fangosi);
- le ruote in ferro per risaia;
- le ruote metalliche a gabbia, per letti di semina: non affondano e sminuzzano parzialmente il terreno.

Anche i **cingoli** possono essere considerati un tipo di sistemi di dislocamento speciali, che presentano vari vantaggi rispetto ai pneumatici, fra cui:

- maggiore aderenza con slittamento quasi nullo;
- scarsa pressione (0,3 - 0,4 bar) esercitata sul terreno data la grande superficie di appoggio.

L'impiego dei trattori a cingoli presenta però notevoli limitazioni tra cui il trasferimento su strada, anche se esistono oggi cingoli in gomma, ma sono poco diffusi e impongono basse velocità di avanzamento.

I.3.5 IL SISTEMA IDRAULICO

L'idraulica, e in particolare l'idrostatica, è una tecnologia che da almeno 45 anni è entrata come componente essenziale nella costruzione e nella gestione delle macchine

agricole motrici e operatrici. Dapprima limitata alla funzione di servizio dello sterzo di guida, dei freni e del sollevatore, oggi ha un ruolo insostituibile. In pratica, la strada seguita è stata quella di accoppiare le tecnologie idrostatiche con quelle elettroniche dando così origine all'*elettroidraulica*. I moderni sistemi idraulici (Figura I.30) si affidano a queste tecnologie.



Figura I.30 - Vista in trasparenza dell'impianto idraulico su un trattore SAME.

Il fluido utilizzato è olio altamente raffinato con una viscosità secondo la gradazione SAE variabile tra 10 (olio extrafluido) e 150 (olio extraviscoso).

I sistemi idraulici sono composti da: pompe a portata o a pressione variabile, motori, valvole, distributori e tubazioni di connessione. I tipi di impianto possono essere:

- *a centro aperto* (Figura I.), caratterizzato da pressione variabile e portata costante; la pompa ad ingranaggi viene collegata direttamente al motore o mediante riduttori ad un albero della trasmissione; essa pesca olio da un serbatoio che mette in circolo in modo continuo sia che gli organi utilizzatori siano in funzione o meno.

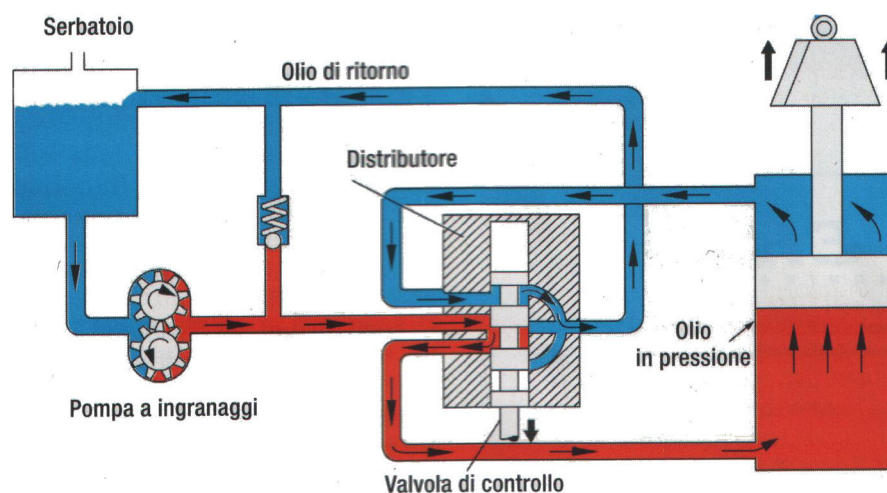


Figura I.31 - Sistema a centro aperto.

- *a centro chiuso* (Figura I.32), caratterizzato da portata variabile e pressione costante; quando il distributore è posto in posizione di neutro, la portata all'attuatore idraulico si annulla e il circuito a valle della pompa resta in pressione. Con questo sistema la pompa assorbe energia solo quando un organo deve essere messo in funzione. È il sistema attualmente più utilizzato.

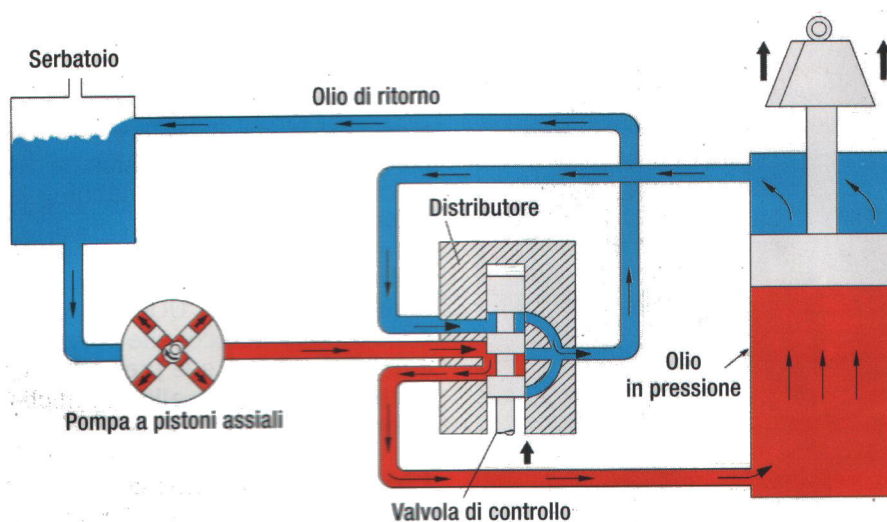


Figura I.32 - Sistema a centro chiuso.

Il *sollevatore idraulico* agente sull'attacco a tre punti è azionato dall'impianto idraulico della trattrice, ed è costituito da:

- un serbatoio dell'olio;
- una pompa dell'olio, solitamente ad ingranaggi;
- un distributore, che permette di inviare l'olio in pressione al martinetto agente sui bracci inferiori del sollevatore.

Il sollevatore idraulico può funzionare in vari modi:

a) *funzionamento a comando manuale*, mediante una leva agente sul distributore; se il sollevatore viene abbassato completamente, il martinetto non esercita alcuna forza di sollevamento (funzionamento flottante) e la macchina operatrice segue il profilo del terreno (ad es. seminatrici ecc.);

b) *funzionamento a posizione controllata*: la leva consente di scegliere una posizione fissa dell'attacco rispetto alla trattrice; se questa dovesse variare, appositi sensori di posizione avvertono lo spostamento e agiscono sul distributore in modo da ripristinare la posizione corretta. Il sistema non consente di mantenere costante la profondità di lavoro, ad esempio in aratura su terreni ondulati;

c) *funzionamento a sforzo controllato*: la leva fissa un determinato sforzo di trazione, che viene mantenuto costante mediante sensori di sforzo che comandano l'abbassamento o il sollevamento dell'attrezzo in caso di scostamento. Il sistema ha l'inconveniente di comportare una profondità di lavoro variabile in caso di aratura su terreni di tenacità non costante;

d) *funzionamento misto*: le informazioni circa la posizione e lo sforzo vengono combinate in modo da ottenere, in pratica, una posizione dell'attacco intermedia rispetto ai sistemi precedenti.

Le moderne trattrici possiedono inoltre 2-4 prese di potenza idrauliche, consistenti in bocchettoni sui quali possono essere innestate tubazioni per l'azionamento di utilizzatori idraulici posti sull'operatrice:

- martinetti idraulici (ad esempio, per il sollevamento di operatrici trainate, per variare la posizione dell'operatrice rispetto alla motrice, per il ribaltamento degli aratri reversibili ecc.);
- motori idraulici (per l'azionamento di organi posti in posizione tale che risulterebbe difficile realizzare una trasmissione meccanica; utile inoltre per organi che presentano coppie resistenti variabili come barre falcianti, potatrici ecc.).

In quest'ultimo caso è talvolta necessaria una quantità d'olio maggiore di quella contenuta nel serbatoio dell'impianto idraulico della trattrice. Spesso si risolve il problema con un gruppo ausiliario portato all'attacco a tre punti, costituito da una pompa idraulica con serbatoio proprio, azionata dalla presa di potenza.

I.4 IL COLLEGAMENTO DELLE MACCHINE OPERATRICI

Come è noto il lavoro agricolo richiede una vasta gamma di operazioni per le quali l'industria ha approntato una innumerevole serie di macchine operatrici, più o meno complesse. Alcune, semoventi, sono autonome in quanto possiedono un motore proprio da cui traggono l'energia per il loro autodislocamento e per l'azionamento dei vari organi che le compongono, altre possiedono un motore solo per l'azionamento degli organi lavoranti mentre dipendono da una motrice per quanto riguarda il trasferimento e il movimento sul campo, altre ancora, e rappresentano a tutt'oggi una stragrande maggioranza, dipendono completamente dalla trattrice, sia per quanto riguarda la traslazione che per il moto degli attrezzi capaci di fornire il lavoro utile per il quale sono stati costruiti.

Per il collegamento, sostegno, sollevamento delle macchine operatrici, le moderne trattrici agricole dispongono di uno speciale dispositivo di attacco attrezzi con sollevatore idraulico (Figura I.273 e Figura I.284).



Figura I.273 - Attacco a tre punti posteriore.



Figura I.284 - Attacco a tre punti anteriore.

Gli attrezzi da collegare posteriormente alla trattrice possono essere suddivisi, a seconda delle loro possibilità di appoggiarsi al terreno in attrezzi *trainati*, *semiportati*, *portati*.

Gli attrezzi si dicono *trainati* quando per equilibrare la loro massa e la spinta verticale che gli organi lavoranti esercitano nel terreno non richiedono di appoggiarsi alla trattrice. Essi sono collegati alla trattrice in un punto (barra o gancio di traino), per cui sono detti anche attrezzi con attacco ad un punto.

L'attacco ad un punto permette la rotazione dell'utensile secondo tre assi perpendicolari consentendogli la massima libertà e quindi maggiore adattabilità alla superficie sopra la quale è chiamato ad operare. L'attrezzo poggia sul terreno sia in fase di lavoro che di trasporto, nel qual caso gli organi lavoranti vengono sollevati meccanicamente o idraulicamente con dispositivi installati sull'attrezzo stesso; per gli aratri comunemente detti "automatici" ad esempio, questo sistema presenta indiscussi pregi nella lavorazione del terreno diminuendo le tare laterali (tare: superfici che rimangono da lavorare) rispetto alla direzione di avanzamento e mantenendo pressoché costante la profondità.

L'attacco ad un solo punto è ottimo per i trasporti, sempre che il carro trainato sia dotato di impianto automatico di frenatura e di gancio di traino avente la possibilità di ruotare su di un perno per salvaguardare il conducente in caso di rovesciamento laterale o d'impennamento, purtroppo frequenti nel traino su terreni declivi o accidentati. Sempre per la stessa ragione è necessario regolare bene la linea di trazione a seconda che si tratti di rimorchi a due assi (più adatti per zone pianeggianti) oppure ad un solo asse (preferibili per zone declivi). Nel primo caso la linea di tiro deve essere orizzontale mentre nel secondo è opportuno che il gancio di trazione sia il più basso possibile.

Circa la linea di trazione o di tiro, cioè la linea secondo la quale la trattrice esercita la sua forza traente all'attrezzo, si precisa che per gli attrezzi trainati essa è geometricamente definita, indipendentemente dalle condizioni di lavoro. Come tutti i sistemi di attacco, l'attacco ad un punto provoca, in lavoro, un trasferimento dinamico di carico dall'assale anteriore a quello posteriore; invece l'aumento di carico sulle ruote posteriori prodotto dall'inclinazione della linea di trazione è di lieve entità, essendo poco inclinata detta linea.

Gli attrezzi si dicono *semiportati* quando per equilibrare la loro massa e la spinta verticale che gli organi lavoranti esercitano nel terreno si appoggiano in parte sulla trattrice. Essi sono collegati alla trattrice mediante due o tre punti. Se l'attacco è a due punti l'attrezzo è lasciato libero nel piano verticale mentre rimane vincolato nel piano orizzontale. Esso richiede che la trattrice sia munita di sollevatore ed è spesso impiegato per gli attrezzi che lavorano eccentricamente rispetto alla linea di traino (es. aratri fuori solco). Negli aratri con attacco a due punti è necessaria una ruota di appoggio posteriore che può esercitare una certa compattazione sul fondo del solco e talvolta un lieve sgretolamento della muraglia. Circa la linea di trazione degli attrezzi semiportati, essa dipende dalle caratteristiche degli stessi e dalle condizioni di lavoro.

Il sistema maggiormente adoperato oggi per il trasporto delle macchine agricole è il cosiddetto "*attacco a tre punti*". In tal caso per equilibrare la massa degli attrezzi e la spinta

verticale che gli organi lavoranti esercitano nel terreno, questi si appoggiano interamente alla trattrice. Il sistema è costituito da tre aste che presentano alle loro estremità tre cerniere di fissaggio. Le tre aste sono poi fissate, ancora mediante tre cerniere, al telaio del trattore e tutto l'attacco, anche con attrezzo collegato, può essere sollevato/abbassato mediante due aste comandate da un sollevatore idraulico e collegate con le due aste inferiori dell'attacco a tre punti (Figura I.295). In generale le aste inferiori sono dette bracci porta attrezzi mentre l'asta superiore dell'attacco si chiama puntone o terzo punto. Tale sistema risulta molto efficace anche se è di non facile interpretazione da un punto di vista della distribuzione dei carichi.

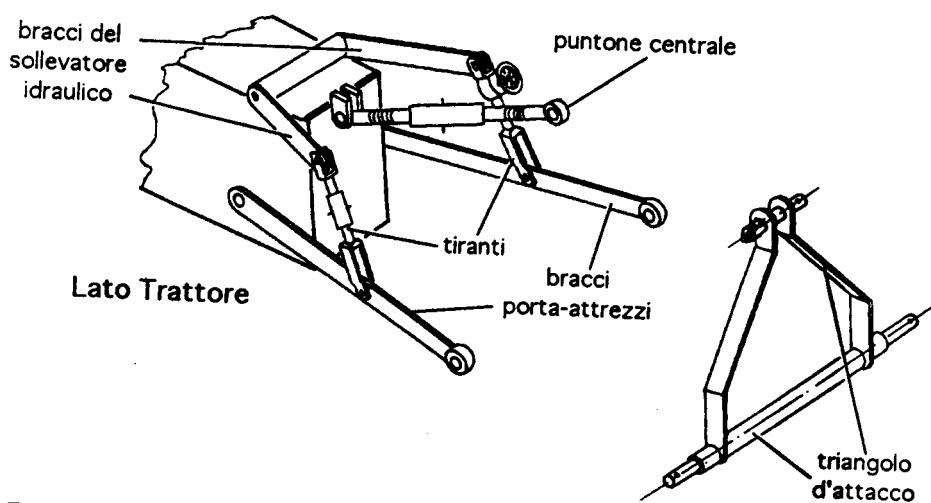


Figura I.295 - Schema dell'attacco a tre punti. Sulla destra l'attacco del trattore e sulla sinistra l'attacco dell'attrezzo.

Considerando la meccanica delle forze, l'attacco a tre punti rende possibile un maggior trasferimento del carico generato dall'utilizzo degli attrezzi da lavoro sul trattore con un incremento della massa aderente e quindi dell'aderenza. Tutto ciò consente di lavorare in migliori condizioni di sicurezza visto che la presenza dell'attacco impedisce il ribaltamento del trattore (impennata).

La possibilità di attrezzi completamente portati mediante l'attacco a tre punti consente molti vantaggi:

- maggiore manovrabilità, la lunghezza complessiva del sistema è molto minore rispetto alla soluzione con attrezzo trainato e le manovre in fase di svolta e retromarcia sono notevolmente facilitate rispetto al treno costituito da un trattore con attrezzo trainato;
- maggiore facilità di trasporto, soprattutto su strada per gli ingombri più contenuti, senza necessità di sistemi di traini (dalle ruote al timone);

- minor costo degli attrezzi, che possono essere standardizzati negli attacchi e che pesano complessivamente meno per l'assenza dei sistemi di traino;
- maggior trasferimento dinamico del carico, come sopra indicato;
- maggior sicurezza, un attrezzo portato, tipicamente l'aratro, impedisce l'impennamento, venendo a costituire un puntone rigido sulla parte posteriore del trattore.

1.5 L'ELETTRONICA

In questi ultimi anni si è assistito alla massiccia introduzione dell'elettronica sulle macchine agricole, che rappresenta tuttora, ambito di viva competizione per i produttori. I principi sui quali si basano queste applicazioni sono gli stessi utilizzati sugli autoveicoli, ma le funzioni se ne discostano anche di molto.

Possiamo individuare due piani concettuali della struttura dei sistemi di elaborazione e comunicazione dati:

1. *L'architettura delle funzioni* che utilizza tre tipi di componenti:
 - componenti con compiti prevalentemente coordinativi
 - componenti con compiti prevalentemente operativi
 - componenti adibiti esclusivamente a generare, mettere a disposizione e comunicare informazioni.
2. *L'architettura della rete* che stabilisce le modalità dell'interfacciamento (ordine di priorità, indirizzamento) tra le aree della rete.

La rete di comunicazione dei dati che si è affermata nelle applicazioni alle macchine agricole è il CAN-bus (Controller Area Network bus), secondo le linee guida indicate dalla norma ISO 11783. Questo sistema riduce notevolmente la complessità dei cablaggi (Figura I.306), poichè le unità di controllo elettronico (UCE) che leggono i segnali provenienti dai sensori, non sono più collegate tra loro tramite una moltitudine di singoli cavi, ma sono collegate in rete tramite un bus (gruppo comune di percorsi dove sono indirizzati sia i segnali di input che di output). In questo modo si può fare a meno di tutta una serie di punti di collegamento elettrici, incrementando notevolmente l'affidabilità a lungo termine. Un ulteriore vantaggio è rappresentato dalla possibilità di comunicazione per la gestione degli attrezzi (come le periferiche plug and play dei PC), che consente l'accoppiamento con un attrezzo Isobus-compatibile, come per esempio una pressaballe, spandiconcimi e seminatrici, che viene quindi immediatamente collegato ai sistemi elettronici della macchina.

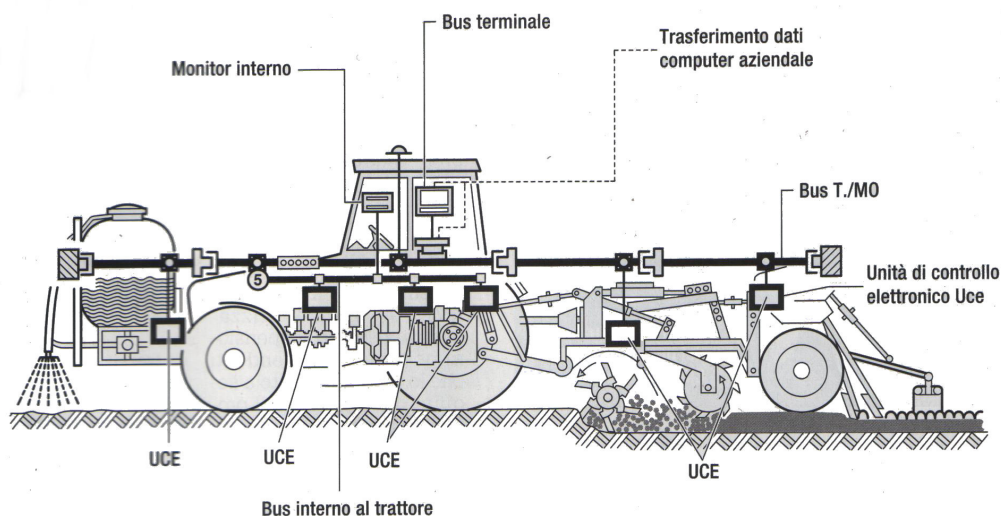


Figura I.306 - Schema del sistema CAN bus per un trattore portante diverse macchine operatrici.

Il controllo attivo nei riguardi del funzionamento di tecnologie esterne è svolto nei confronti di:

- Trasmissione, in particolare: bloccaggio differenziale, cambio di velocità, presa di forza;
- Sistema idraulico;
- Sollevatore posteriore e/o anteriore;

I sensori sono in genere di tipo meccanico (leveraggi sensibili alle variazioni di posizione; molle sensibili allo sforzo fissate sul puntone o sui bracci inferiori); si tende però a passare a sensori elettronici (potenziometri ed estensimetri), che consentono fra l'altro il trattamento digitale delle informazioni e la loro integrazione in un computer di bordo. Ad esempio, l'impiego di ulteriori sensori (radar per misurare la velocità di avanzamento; sensori di velocità angolare, per misurare la velocità delle ruote) consente di misurare lo slittamento, ed esistono già sistemi a posizione, sforzo e slittamento controllati.

Inoltre il computer di bordo (Figura I.37) permette il monitoraggio diretto di principali parametri operativi della macchina in lavoro:

- regime motore
- regime PTO
- velocità di avanzamento

- consumo di combustibile
- capacità di lavoro
- costo di esercizio
- slittamento delle ruote motrici

oltre ai più comuni indici, come riserva di combustibile, conta unità di lavoro, distanza percorsa.

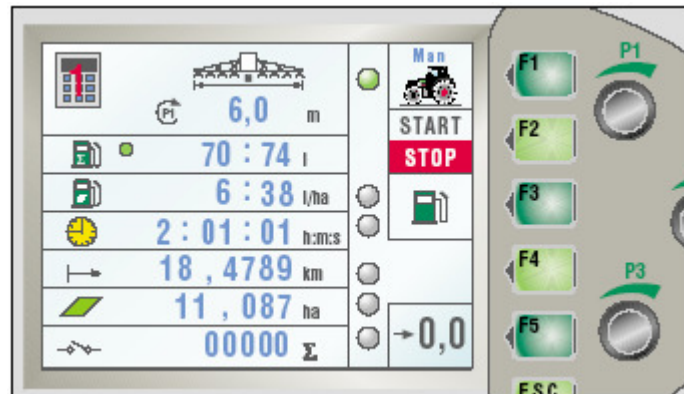


Figura I.37 - Una schermata del calcolatore di bordo di un trattore Fendt serie 900 Vario.

L'ultima frontiera di questo campo di applicazioni è il "Precision farming" (Agricoltura di Precisione), che si basa sull'analisi delle informazioni relative al campo raccolte durante la lavorazione con l'ausilio della tecnologia satellitare GPS (Global Position System) e successivamente elaborate. L'Agricoltura di Precisione permette sostanzialmente di gestire la variabilità in modo più efficace: trattare i singoli appezzamenti in base a caratteristiche specifiche quali la resa e l'umidità del prodotto alla raccolta, la struttura e le caratteristiche fisico – chimiche del terreno, consente di ottimizzare l'apporto delle risorse massimizzando i risultati.

CAPITOLO II

METODOLOGIE DI PROVA DELLE MACCHINE MOTRICI
AGRICOLE

II.1 OMOLOGAZIONE DELLE MACCHINE AGRICOLE

L'omologazione del trattore agricolo consiste in una serie di verifiche e prove da effettuare su un esemplare della produzione di serie, al fine di riscontrare se le sue caratteristiche, funzionali e costruttive, sono tali da rispondere alle norme di sicurezza richieste per la circolazione stradale secondo il Codice della Strada.

La verifica riguarda il controllo dei requisiti di sicurezza (dispositivi di segnalazione visiva e di illuminazione, limite di rumorosità del posto di guida e all'esterno), mentre la potenza all'asse, il massimo peso rimorchiabile, i dispositivi di frenatura e la robustezza ed efficienza delle protezioni sono testate su pista.

L'omologazione all'interno dell'Unione Europea è stabilita dalla seguente Direttiva Europea: Nuova Direttiva Quadro per la Omologazione Ce dei trattori agricoli e forestali 2003/37/CE.

Nelle tabelle che seguono sono riportati gli elenchi delle direttive specifiche, delle direttive alternative, dei regolamenti UNECE e dei Codici O.C.S.E. per l'omologazione CE di un tipo di trattore.

Elenco delle direttive specifiche

No	Oggetto	Direttive di base e allegati	GU L	Applicazione (per T4 e C4 cfr. appendice 1)						
				T1	T2	T3	T5	C	R	S
1.1.	Massa massima a pieno carico	74/151/CEE I	84 del 28.3.1974, pag. 25	X	X	X	X	(X)	(X)	(X)
1.2.	Targa di immatricolazione	74/151/CEE II	—	X	X	X	X	I	(X)	(X)
1.3.	Serbatoio del carburante	74/151/CEE III	—	X	X	X	X	I	—	—
1.4.	Zavorratura	74/151/CEE IV	—	X	X		(X)	I	—	—
1.5.	Segnalatore acustico	74/151/CEE V	—	X	X	X	X	I	—	—

No	Oggetto	Direttive di base e allegati	G U L	Applicazione (per T4 e C4 cfr. appendice 1)							
				T1	T2	T3	T5	C	R	S	
1.6.	Livello sonoro (esterno)	74/151/CEE VI	—	X	X	X	(X)	I	—	—	—
2.1.	Velocità massima	74/152/CEE allegato paragrafo 1	84 del 28.3.1974, pag. 33	X	X	X	(X)	I	—	—	—
2.2.	Piattaforme di carico	74/152/CEE allegato paragrafo 2	—	X	X	X	(X)	I	—	—	—
3.1.	Retrovisori	74/346/CEE	191 del 15.7.1974, pag. 1	X	X		(X)	I	—	—	—
4.1.	Campo di visibilità e tergicristallo	74/347/CEE	191 del 15.7.1974, pag. 5	X	X	X	(X)	I	—	—	—
5.1.	Dispositivi di sterzo	75/321/CEE	147 del 9.6.1975, pag. 24	X	X	X	(X)	(X)	—	—	—
6.1.	Compatibilità elettromagnetica	75/322/CEE	147 del 9.6.1975, pag. 28	X	X	X	X	I	—	—	—
7.1.	Freni	76/432/CEE	122 del 8.5.1976, pag. 1	X	X	X	—	(X)	(X)	(X)	—
		71/320/CEE	202 del 6.9.1971, pag. 37	—	—	—	X	—	—	—	—
8.1.	Sedile per l'accompagnatore	76/763/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 135	X	—	X	(X)	I	—	—	—
9.1.	Livelli sonori (interni)	77/311/CEE	105 del 28.4.1977, pag. 1	X	X	X	(X)	I	—	—	—
10.1.	Protezione contro il capovolgimento	77/536/CEE	220 del 29.8.1977, pag. 1	X	—	—	(X)	(X)	—	—	—
12.1.	Sedile del conducente	78/764/CEE	255 del 18.9.1978, pag. 1	X	X	X	(X)	(X)	—	—	—
13.1.	Installazione dei dispositivi di illuminazione	78/933/CEE	325 del 20.11.1978, pag. 16	X	X	X	(X)	I	(X)	(X)	—
14.1.	Dispositivi illuminazione e segnalazione luminosa	79/532/CEE	145 del 13.6.1979, pag. 16	X	X	X	X	X	(X)	(X)	—
15.1.	Dispositivi di rimorchio e di retromarcia	79/533/CEE	145 del 13.6.1979, pag. 20	X	X	X	(X)	I	—	—	—
16.1.	Protezione contro il capovolgimento (prove statiche)	79/622/CEE	179 del 17.7.1979, pag. 1	X	—	—	(X)	I	—	—	—
17.1.	Spazio di manovra e accesso al posto di guida	80/720/CEE	194 del 28.7.1980, pag. 1	X	—	X	(X)	I	—	—	—
18.1.	Prese di forza	86/297/CEE	186 del 8.7.1986, pag. 19	X	X	X	(X)	I	—	—	—
19.1.	Dispositivi di protezione contro il capovolgimento montati posteriormente (trattori a carreggiata stretta)	86/298/CEE	186 del 8.7.1986, pag. 26	—	X	—	(X)	I	—	—	—

METODOLOGIE DI PROVA DELLE MACCHINE AGRICOLE MOTRICI

No	Oggetto	Direttive di base e allegati	G U L	Applicazione (per T4 e C4 cfr. appendice 1)						
				T1	T2	T3	T5	C	R	S
20.1.	Installazione dei comandi	86/415/CEE	240 del 26.8.1986, pag. 1	X	X	X	(X)	I	—	—
21.1.	Dispositivi di protezione contro il capovolgimento montati anteriormente (trattori a carreggiata stretta)	87/402/CEE	220 del 8.8.1987, pag. 1	—	X	—	(X)	I	—	—
22.1.	Dimensioni e masse rimorchiabili	89/173/CEE I	67 del 10.3.1989, pag. 1	X	X	X	(X)	I	(X)	(X)
22.2.	Vetri	89/173/CEE III	—	X	X	X	—	I	—	—
		92/22/CEE	129 del 14.5.1992, pag. 11	—	—	—	X	—	—	—
22.3.	Regolatore di velocità	89/173/CEE II,1	—	X	X	X	(X)	I	—	—
22.4.	Protezione degli elementi motore	89/173/CEE II,2	—	X	X	X	(X)	I	—	—
22.5.	Collegamenti meccanici	89/173/CEE IV	—	X	X	X	(X)	I	(X)	(X)
22.6.	Targa regolamentare	89/173/CEE V	—	X	X	X	(X)	I	(X)	(X)
22.7.	Collegamento di frenatura con i rimorchi	89/173/CEE VI	—	X	X	X	(X)	I	(X)	(X)
23.1.	Emissioni inquinanti	2000/25/CE	173 del 12.7.2000, pag. 1	X	X	X	X	X	—	—
24.1.	Pneumatici ⁽¹⁾	[.../.../CE]	—	X	X	X	X	—	(X)	(X)
25.1.	Stabilità ⁽¹⁾	[.../.../CE]	—	—	—	—	DS	—	—	—
26.1.	Punti di ancoraggio delle cinture di sicurezza	76/115/CEE	24 del 30.1.1976, pag. 6	X	X	X	X	X	—	—
27.1.	Cinture di sicurezza	77/541/CEE	220 del 29.8.1977, pag. 95	—	—	—	X	—	—	—
28.1.	Tachimetro e retromarcia	75/443/CEE	196 del 26.7.1975, pag. 1	—	—	—	X	—	—	—
29.1.	Dispositivi antispruzzi	91/226/CEE	103 del 23.4.1991, pag. 5	—	—	—	X	—	(X)	—
30.1.	Limitatore di velocità	92/24/CEE	129 del 14.5.1992, pag. 154	—	—	—	X	—	—	—
31.1.	Dispositivo di protezione posteriore ⁽¹⁾	[.../.../CE]	—	—	—	—	—	—	DS	—
32.1.	Protezione laterale	89/297/CEE	124 del 5.5.1989	—	—	—	X	—	(X)	—

Legenda:

X	= applicabile senza modifiche
(X)	= applicabile previa eventuale modifica ⁽²⁾
DS	= direttiva specifica
I	= identico
-	= non applicabile

⁽¹⁾ In attesa dell'autorizzazione di direttive sui pneumatici, sulla stabilità e sui dispositivi di protezione posteriore, l'inesistenza di una direttiva specifica non deve impedire il rilascio dell'omologazione per l'intero veicolo.

⁽²⁾ Affinchè sia rilasciata un'omologazione CE, le parentesi devono essere eliminate.

Nella tabella seguente sono riportate le direttive specifiche “veicoli a motore” (nella loro ultima versione in vigore alla data di omologazione CE del tipo) applicabili in alternativa alle direttive specifiche “trattori agricoli o forestali” corrispondenti.

	N. assegnato nella tabella della parte I (direttive specifiche)	Numero della direttiva di base veicoli a motore	GU L
1.5.	Segnalatore acustico	70/388/CEE	176 del 10.8.1970, pag. 12
1.6.	Livello sonoro (esterno)	70/157/CEE	42 del 23.2.1970, pag. 16
4.1.	Campo di visibilità e tergicristallo	77/649/CEE	284 del 10.10.1978, pag. 11
5.1.	Dispositivi di sterzo	70/311/CEE	133 del 18.6.1970, pag. 10
6.1.	Soppressione dei disturbi radioelettrici	72/245/CEE	152 del 6.7.1972, pag. 15
7.1.	Freni	71/320/CEE	202 del 6.9.1971, pag. 37
14.1.	Catadiottri posteriori	76/757/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 32
14.1.	Luci posteriori	76/758/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 54
14.1.	Indicatori di direzione	76/759/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 71
14.1.	Illuminazione targa	76/760/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 85
14.1.	Proiettori	76/761/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 96
14.1.	Proiettori anabbaglianti	76/761/CEE	—
14.1.	Luci fendinebbia anteriori	76/762/CEE	262 del 27.9.1976, pag. 122
14.1.	Luci posteriori per nebbia	77/538/CEE	220 del 29.8.1977, pag. 60
14.1.	Proiettori di retromarcia	77/539/CEE	220 del 29.8.1977, pag. 72
22.2.	Vetri di sicurezza	92/22/CEE	129 del 14.5.1992, pag. 11
23.1.	Emissioni inquinanti	88/77/CEE	36 del 9.2.1988, pag. 33

(*) Solo per i dispositivi citati dalla direttiva corrispondente.

(**) Eccetto i parabrezza in vetro temperato.

(***) Solo in riferimento alle fasi citate nella direttiva.

I seguenti regolamenti, ripresi in parte nell'allegato all'accordo 1958 e riconosciuti dalla Comunità, quale parte contraente del suddetto accordo, nelle loro ultime versioni alla data dell'omologazione CE del tipo secondo la direttiva corrispondente, sono applicabili in

alternativa alle direttive specifiche corrispondenti “trattori agricoli” e “veicoli a motore” delle tabella precedente.

	N. assegnato nella tabella della parte I (direttive specifiche)	Numero del regolamento UNECE
1.5.	Segnalatore acustico	R 28
1.6.	Livello sonoro (esterno)	R 51
4.1.	Campo di visibilità e tergicristallo	R 71
5.1.	Dispositivi di sterzo	R 79
6.1.	Soppressione dei disturbi radioelettrici	R 10
7.1.	Freni	R 13
13.1.	Installazione dei dispositivi di illuminazione	R 86 (*)
14.1.	Catadiottri posteriori	R 3
14.1.	Luci posteriori	R 7
14.1.	Indicatori di direzione	R 6
14.1.	Illuminazione targa	R 4
14.1.	Proiettori	R 1 — R 8 — R 20 — R 98
14.1.	Proiettori anabbaglianti	R 1 — R 8 — R 20 — R 98
14.1.	Luci fendinebbia anteriori	R 19
14.1.	Luci posteriori per nebbia	R 38
14.1.	Proiettori di retromarcia	R 23
22.2.	Vetri di sicurezza	R 43 (**)
23.1.	Emissioni inquinanti	R 49/R 96 (***)

I documenti di prova (completi) conformi ai codici O.C.S.E. elencati qui di seguito sono utilizzabili in alternativa ai verbali di prova redatti in conformità delle direttive specifiche corrispondenti.

N. assegnato nella tabella della parte I (direttive specifiche corrispondenti)	Oggetto	Codice OCSE (*)
10.1. 77/536/CEE	Prove ufficiali dei dispositivi di protezione dei trattori agricoli o forestali (prova dinamica)	Codice 3
16.1. 79/622/CEE	Prove ufficiali dei dispositivi di protezione dei trattori agricoli o forestali (prova statica)	Codice 4
19.1. 86/298/CEE	Prove ufficiali dei dispositivi di protezione montati sulla parte posteriore dei trattori agricoli o forestali a ruote, a carreggiata ridotta	Codice 7
21.1. 87/402/CEE	Prove ufficiali dei dispositivi di protezione montati sulla parte anteriore dei trattori agricoli o forestali a ruote, a carreggiata ridotta	Codice 6
DS	Prove ufficiali dei dispositivi di protezione dei trattori agricoli o forestali a cingoli	Codice 8

(*) Decisione C(2000) 59/def. Modificata da C (2001) 15, C(2001) 267 e C(2002) 17.
DS: sarà oggetto di una direttiva specifica.

In Italia il regolamento per le omologazioni è stabilito da D.M: 277 del 2 maggio 2001 e successive modifiche. Il Codice della Strada stabilisce le regole per la circolazione stradale dei trattori agricoli nel D. Lgs. 285 del 30 aprile 1992, mentre il D.P.R. 495 del 16 dicembre 1992 rappresenta il regolamento di esecuzione e attuazione.

L'art 72 , 237, 243, 244 e 245 del Codice della Strada disciplina l'omologazione delle macchine agricole. Sono previste le seguenti prove tendenti a determinare:

- Il massimo sforzo di trazione senza limite di slittamento, compatibile con la stabilità all'impennamento e che assicuri un 20 % di massa sull'asse anteriore sterzante. Inoltre assicura la verifica che il trattore e il rimorchio possano avviarsi al più su una pendenza non inferiore al 16%.
- Lo sforzo massimo di trazione alla velocità massima. Permette di verificare che il treno trattore-rimorchio possa marciare ad una velocità non inferiore al 10% della massima su una pendenza del 2%.

Sono infine previste prove per stabilire l'altezza massima del gancio compatibile con la stabilità all'impennamento e il carico verticale ammesso nel caso di rimorchi monoassi.

II.2 CERTIFICAZIONE DELLE MACCHINE AGRICOLE

Le spese per la meccanizzazione all'interno dell'azienda agricola sono circa il 22-25% dei costi totali e raggiungono il 50% nelle aziende zootecniche. Quindi è di importanza fondamentale fornire agli utilizzatori dei mezzi efficaci per una corretta scelta e acquisto delle macchine all'interno dell'azienda. La *certificazione* è il mezzo per raggiungere questo scopo perchè permette di dare ad ogni macchina risultati sulle prestazioni, qualità dei materiali, sicurezza e dare informazioni utili sul suo uso migliore.

In Italia la certificazione è attualmente un atto volontario a cui l'impresa costruttrice decide di sottoporre i propri prodotti al fine di qualificarli, vedendone riconosciute da un organo ufficiale le caratteristiche costruttive e le prestazioni operative. Le verifiche sulle macchine, basate sulle vigenti disposizioni normative nazionali e internazionali (ISO, EN, ecc.), vengono effettuate presso centri prova specializzati coordinati dall'ENAMA. I risultati di dette verifiche vengono pubblicati e divulgati in appositi certificati o rapporti di prova contenenti tutte le informazioni sulle macchine agricole provate costituenti una vera e propria carta d'identità che accompagna le stesse durante tutta la loro vita. Sul certificato relativo alle macchine sono riportati dati ufficialmente verificati:

- le caratteristiche tecniche della macchina
- la descrizione
- gli accessori (eventuali)
- le condizioni di prova
- le prestazioni
- i risultati delle prove
- il commento sulle funzionalità
- le indicazioni per una corretta circolazione stradale
- la rispondenza alle vigenti norme di sicurezza
- i modelli della stessa serie (eventuali)

La certificazione offre indubbi vantaggi al produttore, al rivenditore e all'agricoltore perchè gli dà garanzia rispettivamente di produrre, vendere e acquistare una macchina che adempie a tutte le normative nazionali e internazionali sulla sicurezza e sulle prestazioni con un riconoscimento scritto che può essere considerato una carta d'identità dell'attrezzatura in questione.

In particolare la certificazione rappresenta *per il costruttore*:

- strumento di garanzia e tutela in quanto sono ufficialmente accertati tutti i requisiti normativi e si ha la certezza di immettere sul mercato macchine agricole a norma
- maggiore qualificazione del prodotto le cui buone caratteristiche costruttive e funzionali sono accertate
- riconoscimento anche in altri paesi europei grazie all'accordo con tali paesi (ENTAM).

La legislazione vigente prevede *per il rivenditore* l'obbligo di immettere sul mercato macchine agricole che soddisfino tutte le normative di sicurezza in vigore al momento. In tale contesto i vantaggi della certificazione sono:

- garanzia e tutela per il rivenditore di immettere sul mercato una macchina a norma
- garanzia di fornire un prodotto dotato di tutte le informazioni necessari per il suo corretto utilizzo

I vantaggi per l'agricoltore sono:

- garanzia e tutela di acquistare un prodotto a norma sia per l'uso in proprio sia per l'affidamento a personale dipendente
- poter scegliere un mezzo meccanico idoneo alle proprie esigenze aziendali consultando e confrontando i risultati del rilievo delle prestazioni.

In Europa il problema della certificazione si sta risolvendo per l'adozione di codici armonizzati che dovrebbero sostituire le numerose normative nazionali per favorire il libero commercio all'interno dell'Unione Europea.

Nel 1997 è stato siglato un accordo tra l'ENAMA e due istituti europei di certificazione di macchine agricole: il DLG tedesco (Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft), il BLT Austriaco (Bundesanstalt für Landtechnik). Nel 1998 anche il FAT svizzero (Eidgenössische Forschungsanstalt für Agrarwirtschaft und Landtechnik), il Cemagref Francese (Centre National du Machinisme Agricole du Genie Rural des Eaux et Forests), il DIAS RCB danese (Danish Institute of Agricultural Sciences - Research Centre of Bygholm) e il HIAE ungherese (Hungarian Institute of Agricultural Engineering) hanno aderito all'iniziativa ed è stato costituito l'ENTAM (European Network for Testing of Agricultural Machines). L'accordo stipulato prevede il confronto delle metodologie di prova per la certificazione delle macchine agricole; ciò significa che in caso di riconoscimento le macchine certificate da un istituto possono disporre anche dei marchi degli altri istituti. Non

c'è dubbio che in futuro, le procedure armonizzate rappresenteranno i requisiti minimi per cui un prodotto possa essere venduto all'interno del mercato comune.

II.3 L'ORGANIZZAZIONE PER LO SVILUPPO E LA COOPERAZIONE ECONOMICA (O.C.S.E.)

L'Organizzazione mondiale per la Cooperazione e lo Sviluppo Economico è un forum in cui i governi nazionali membri lavorano insieme per abbattere le barriere commerciali tra gli Stati membri e indirizzare la società e le soluzioni alle sfide ambientali verso la globalizzazione e l'interdipendenza. Essa inoltre fornisce dati comparativi, analisi e previsioni per favorire la cooperazione multilaterale.

Essa è nata dopo la seconda guerra mondiale come organizzazione per la cooperazione economica europea per coordinare il piano Marshall. Nel 1961 è divenuta l'Organizzazione per la cooperazione e lo sviluppo economico con portata prima trans-atlantica e poi globale.

Oggi ha 30 paesi membri e più di 70 paesi hanno rapporti con l'O.C.S.E. (Figura I.1)

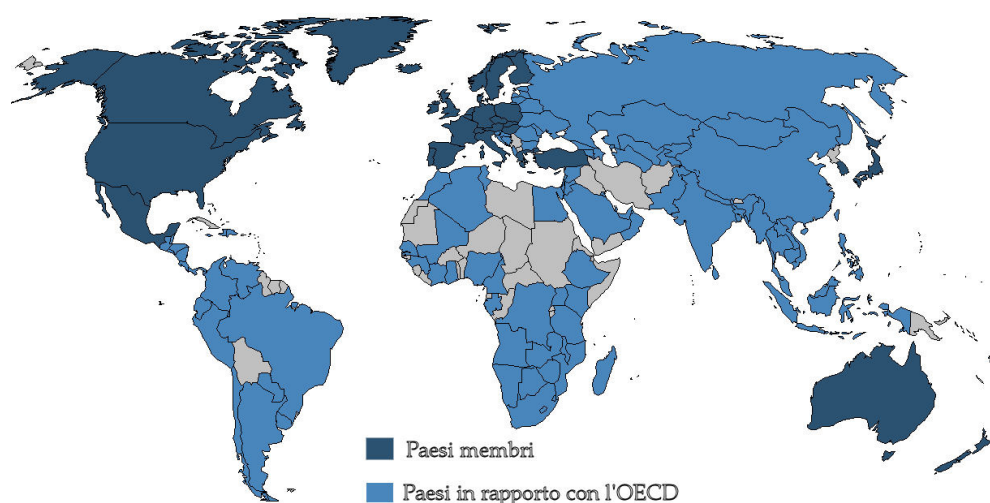


Figura I.1 Paesi aderenti all'O.C.S.E..

L'Organizzazione è guidata da un Consiglio con la funzione di supervisione e direzione strategica, da una Segreteria, a cui sono affidati i compiti di analisi e proposte, da Commissioni destinate a discutere i problemi e le soluzioni. Il budget annuale attualmente è di 188 milioni di euro versati dai paesi membri.

Il modo di condurre i compiti istituzionali parte dalla raccolta di dati, poi dall'analisi e discussione si passa alle decisioni e infine alla revisione da parte di una apposita commissione.

I campi di competenza dell'O.C.S.E. sono:

1. Economia e commercio:
 - Analisi e pubblicazione di dati comparativi e previsioni di produzione;
 - Sviluppo di politiche che assicurino la crescita economica e lo sviluppo;
 - Aiutare i governi a lavorare insieme per rafforzare il commercio
 - Incoraggiare l'espansione di servizi finanziari e investimenti all'estero;
2. Società civile:
 - Assicurare accesso all'educazione uguale per tutti;
 - Promuovere un efficiente e accessibile sistema sanitario
 - Combattere la disoccupazione
3. Ambiente
 - Favorire uno sviluppo economico sostenibile
 - Favorire decisioni per evitare spreco e inquinamento.

Alcuni dei risultati ottenuti dall'O.C.S.E. sono:

- Linee guida per la riduzione della povertà
- Convenzione per un modello di tassazione
- Convenzione contro la corruzione
- Linee guida per imprese multinazionali
- Sistema di classificazione dei rischi chimici
- Sistema di identificazione dei raccolti geneticamente modificati.

II.4 I CODICI O.C.S.E. PER LE PROVE DEI TRATTORI AGRICOLI E FORESTALI

I codici O.C.S.E. sono procedure di prova dei trattori uniformi in tutto il mondo. Le prove sono condotte su richiesta del produttore del trattore. In alcuni paesi le autorità richiedono le prove O.C.S.E. per la commercializzazione di un nuovo modello di trattore.

Il primo codice per la prova dei trattori agricoli è stato approvato il 21 aprile 1959, da parte del Consiglio dell'OEEC, l'Organizzazione per la cooperazione economica europea che poi è divenuta O.C.S.E., Organizzazione mondiale per lo sviluppo e la cooperazione economica. Da allora questo codice è stato ampliato ai trattori per impieghi forestali e ad altre caratteristiche della prestazione, alla sicurezza e al rumore.

I codici permettono di condurre le prove in accordo a *procedure armonizzate* ed ottenere l'approvazione ufficiale O.C.S.E. che facilita il commercio internazionale ("one

tractor-one description-one test"). I codici includono prove di prestazione del trattore, di sicurezza del conducente (cabine e telai di protezione), e misurazione del rumore.

I codici sono aperti ai paesi che sono membri dell'Organizzazione, come pure ad altri paesi. Ad oggi 29 paesi aderiscono ai codici, di cui 3 non sono membri: la Cina, l'India e la Federazione Russa. Ogni autorità nazionale designata ad implementare i codici può eseguire le prove e poi sottomettere i risultati all'O.C.S.E. per l'approvazione.

Da quando i codici sono stati resi operativi, il 1959, più di 2000 modelli di trattori sono stati testati per le loro prestazioni, 10000 varianti di trattori per la misurazione del rumore al posto di guida o per la protezione in caso di ribaltamento del mezzo.

In ogni paese, le stazioni delegate seguono le regole dettate dai codici per eseguire le prove. Le regole sono discusse con regolarità e aggiornate. I risultati delle prove approvate sono pubblicati e usati dai produttori, dai rivenditori e dagli utilizzatori.

In Italia l'attività di certificazione è coordinata dall'Ente Nazionale per la Meccanizzazione Agricola (ENAMA) che è delegato, con DM 19.12.2000 n. 10499, dal Ministero delle Politiche Agricole e Forestali; le stazioni ufficiali per eseguire le prove sono quattro:

1. Dipartimento di Economia e Ingegneria agrarie dell'Università degli Studi di Bologna (DEIAgra);
2. Istituto di Ingegneria Agraria dell'Università degli Studi di Milano (IIA);
3. Istituto per la Meccanizzazione Agricola e Movimento Terra di Torino (IMAMOTER);
4. Unità di Ricerca per l'Ingegneria Agraria del Consiglio Nazionale per la Ricerca e Sperimentazione in Agricoltura (CRA – ING), Sezione Operativa Periferica di Treviglio (BG).

Negli Stati Uniti la commissione dell'O.C.S.E., formata dai rappresentanti dei produttori di trattori, dai membri del laboratorio di prova del Nebraska, e dai rappresentanti del Dipartimento del Commercio, ha la funzione di coordinazione e controllo per lo svolgimento delle prove dei trattori secondo i codici O.C.S.E.. Il laboratorio di prova dell'Università del Nebraska e l'Associazione dei produttori delle attrezzature agricole (A.E.M.) sono le stazioni ufficiali di prova.

Le prove sono approvate ufficialmente dopo che il centro di coordinamento, affidato alla stazione di prova francese (CEMAGREF), ha verificato che sono state condotte in accordo con le procedure indicate nei codici. Questo processo garantisce che le regole sono state applicate e assicura che i risultati sono comparabili totalmente.

II.4.1 I CODICI O.C.S.E. PER LA CERTIFICAZIONE DELLE PRESTAZIONI DEI TRATTORI AGRICOLI E FORESTALI

Lo scopo di tali norme è di definire le condizioni di prova, descrivere i test da eseguire, specificare i dati che devono essere ottenuti nel corso delle varie prove, mostrare formule e calcoli, definire i termini tecnici, stabilire un metodo uniforme per riportare correttamente i dati ottenuti in modo che gli stessi possano essere resi tra loro comparabili, indifferentemente dalla stazione di prova che ha effettuato i test.

Considerata l'esistenza di un notevole numero di tipi e modelli di trattori, che possono essere dotati di una gran variabilità d'equipaggiamenti opzionali, lo scopo di tale documento dovrebbe essere limitato ad ottenere e riportare i dati di prestazione più ampiamente utilizzati.

Allo scopo di valutare, quindi, la rispondenza delle caratteristiche meccaniche e delle prestazioni dei trattori alle dichiarazioni fornite dal costruttore, furono quindi istituiti nel 1959, una serie di Codici di prova. In seguito alle numerose revisioni introdotte nel corso degli anni, a causa della continua evoluzione tecnica dei trattori agricoli e forestali, tali Codici normalizzati fino a marzo 2005 erano otto, così suddivisi:

I. Codice completo per le prove di verifica delle prestazioni:

prove obbligatorie:

1. potenza alla presa di potenza principale,
2. potenza idraulica e forza di sollevamento del sollevatore,
3. potenza alla barra di traino e forza di trazione,
4. angolo di sterzata,
5. posizione del baricentro,
6. frenatura,
7. livello del rumore all'altezza dell'orecchio del conducente;

prove facoltative:

8. motore,
9. prestazione alla puleggia,
10. prestazione in atmosfera calda,
11. avviamento a bassa temperatura
12. potenza del motore secondo la ISO 789:7 del 1989.

II. Codice ristretto per il rilevamento di forza e potenza alle varie marce

prove obbligatorie:

1. potenza alla PTO principale,

2. potenza idraulica e forza di sollevamento del sollevatore,
3. potenza alla barra di traino e consumo di carburante per trattori senza zavorra.

Il codice II comprende, come opzioni le prove da 3 a 11 del codice I.

Il codice I comprende, come opzione, le prova 3 del codice II.

Il codice II è stato introdotto a causa della complessità delle prove di trazione previste dal codice I, oltre che di attrezzature, e dalla lunghezza dei tempi di esecuzione che dipendono anche da condizioni atmosferiche favorevoli. Tutti i costruttori si lamentavano di questo fatto e dei costi conseguenti, per questo dall'1984 è stata approvata da Consiglio dell'O.C.S.E. una prova semplificata completabile in un giorno.

- III. Codice per la prova dinamica delle strutture di protezione (ROPS) del guidatore; la struttura di protezione viene colpita con un pendolo per simulare l'effetto di una forza impulsiva (contatto violento di un oggetto con la struttura di protezione, ribaltamento).
- IV. Codice per la per la prova statica delle strutture di protezione (ROPS) del guidatore;
- V. Codice per il rilievo del livello di rumore dei trattori agricoli e forestali equipaggiati con strutture di protezione diverse all'orecchio del conducente, sia con veicolo sotto carico che a vuoto ed a velocità prefissate; sono previste prove particolari nel caso di posto guida girevole.
- VI. Codice per la prova delle strutture di protezione (ROPS) montate sulla parte anteriore delle trattrici agricole e forestali a ruote, a carreggiata stretta.
- VII. Codice per le prove delle strutture di protezione (ROPS) montate sulla parte posteriore delle trattrici agricole e forestali a ruote, a carreggiata stretta.
- VIII. Codice per le prove delle strutture di protezione (ROPS) montate sulle trattrici agricole e forestali a cingoli.
- IX. Codice per la prove dei dispositivi di protezione (ROPS e FOPS) dei caricatori telescopici (telehandlers).
- X. Codice per la prova delle strutture di protezione dalla caduta di oggetti dall'alto (FOPS) sulle trattrici agricole e forestali.

Recentemente il consiglio dell'O.C.S.E., su proposta della commissione per l'Agricoltura, ha revocato l'operatività del codice I e lo ha mantenuto temporaneamente solo come riferimento, ha modificato il codice II.

Le prove del nuovo codice II da eseguire per avere l'approvazione O.C.S.E. sono:
prove obbligatorie:

1. prova alla presa di potenza principale e altre prove per calcolare le caratteristiche del consumo di carburante
2. potenza idraulica e forza di sollevamento
3. potenza alla barra di traino e consumo di carburante (trattore senza zavorre)

prove facoltative:

1. prova del motore
2. prova alla presa di potenza a velocità differenti, se disponibili
3. prestazione alla puleggia
4. prestazione in atmosfera calda
5. prova di avviamento a bassa temperatura
6. prove alla barra di traino addizionali
7. prova di dieci ore per i trattori zavorrati
8. determinazione della potenza all'asse
9. angolo di sterzata e cerchi di sterzata
10. posizione del baricentro,
11. frenatura,
12. livello del rumore all'altezza dell'orecchio del conducente
13. prova di resistenza all'acqua;

E' stato inoltre previsto che le verifiche effettuate da una stazione ufficiale di prova abilitata dall'O.C.S.E., fossero riconosciute valide in tutti gli Stati membri, ed anche in quei paesi che non lo sono ma che hanno fatto richiesta d'ammissione a questo progetto. Ogni stazione di prova, al termine delle verifiche stesse, elabora un bollettino ufficiale, nel quale sono riportate caratteristiche e prestazioni specifiche del modello provato, che costituisce un valido strumento di pronta consultazione per gli utilizzatori finali della macchina al momento cruciale del suo acquisto.

I rapporti di prova O.C.S.E. forniscono, infatti, dati oggettivi e confrontabili altrimenti non reperibili per altre vie, se non i vari depliant illustrativi che mostrano caratteristiche costruttive poco legate alle capacità operative. Considerata l'esistenza di un notevole numero di tipi e modelli di trattori, che possono essere dotati di una gran variabilità d'equipaggiamenti opzionali, lo scopo di tale documento dovrebbe essere limitato ad ottenere e riportare i dati di prestazione più ampiamente utilizzati.

Tutte le prove devono essere eseguite secondo condizioni riguardanti il trattore, il laboratorio e la strumentazione specificate dal codice stesso. Sono inoltre specificate le

misurazioni correlate a ciascuna prova e i dati da riportare nella presentazione grafica dei risultati.

Ogni prova può essere riprovata in caso di insuccesso dopo opportune modifiche apportate dalla casa costruttrice, ma la non riuscita deve essere riportata nel bollettino della prova.

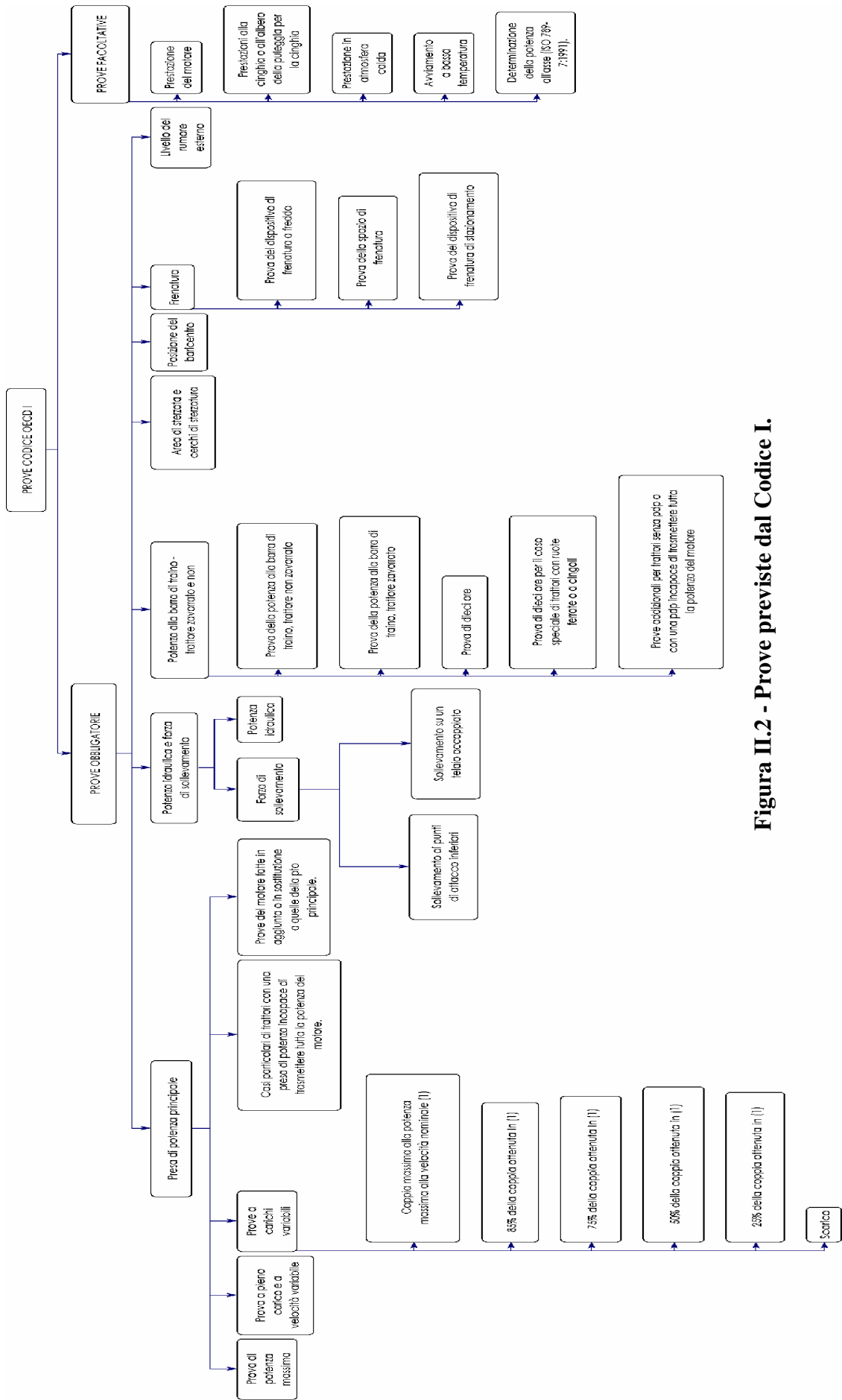


Figura II.2 - Prove previste dal Codice I.

Nella *prova di potenza massima* il regolatore (dei giri) è posizionato per ottenere la massima potenza, il motore girerà per un periodo di due ore, seguenti ad un periodo sufficientemente lungo di riscaldamento per ottenere condizioni di regime. La massima potenza riportata nel bollettino sarà la media delle letture fatte durante il periodo di due ore.

La *prova a pieno carico* e a diverse velocità riguarda il rilievo delle curve di consumo orario di combustibile, di coppia e di potenza come funzioni della velocità. Per tracciare le curve si farà scendere la velocità del motore alla velocità più bassa tra la velocità il 15% al di sotto della velocità alla quale si ottiene la massima coppia e la velocità al 50% della velocità nominale del motore.

Nella *prova a carichi variabili* la coppia, i giri del motore e il consumo orario di carburante saranno registrati ai carichi riportati nello schema e con trattore scarico con il freno dinamometrico scollegato se la coppia residua è più grande del 5% del valore misurato con l'85% della coppia.

Per testare il *sollevatore* il regolatore sarà impostato per la massima potenza. All'inizio di ogni prova, la temperatura del fluido idraulico nel serbatoio sarà misurata e sarà $65\pm 5^{\circ}\text{C}$. Se questa non può essere ottenuta, per esempio per la presenza di un sistema refrigerante, la temperatura misurata durante il test sarà riportata nel bollettino.

Verranno riportati i seguenti risultati:

la pressione mantenuta con la valvola di scarico aperta e a portata nulla in un sistema a centro chiuso con una pompa a portata variabile;

il valore della portata della pompa alla minima pressione

la potenza idraulica disponibile per i servizi ausiliari agli attacchi rapidi, al valore di portata corrispondente ad una pressione idraulica equivalente al 90% della pressione che fa aprire al valvola di sicurezza nel circuito

la potenza idraulica massima disponibile per i servizi accoppiabili e la portata corrispondente di olio e pressione idraulica

le pressioni alle quali la valvola di derivazione si apre e si chiude nel caso di un circuito chiuso provvisto di accumulatore

Le *forze di sollevamento* sono determinate ai punti d'attacco inferiori e globalmente attraverso un telaio scelto in base alla categoria dell'attacco del trattore.

Di seguito riportiamo, la parte riguardante le prove di trazione su pista con la numerazione originale dei titoli per la determinazione della potenza disponibile e sostenibile alla *barra di traino*, su una distanza di almeno 20 m, e del valore medio massimo di tiro sostenuto che il trattore può mantenere su una data distanza.

2.2.2.3 Potenza alla barra- trattore zavorrato e non zavorrato

2.2.3.1 Condizioni di prova

2.2.3.1.1 Dimensione dei pneumatici

Questa prova può essere eseguita con uno solo o più set di gomme di dimensioni differenti, ed i risultati possono essere riportati nel bollettino.

2.2.3.1.2 Tracciato di prova

Le prove alla barra saranno condotte in accordo con le seguenti disposizioni in modo da ottenere risultati ragionevolmente comparabili in tutti i paesi. La prova verrà eseguita su una superficie pulita e asciutta, orizzontale, di cemento o asfalto (tipo tarmacadam) contenente un numero minimo di giunzioni. I trattori che non sono adatti per le operazioni su cemento o asfalto, per esempio i trattori con ruote metalliche o con cingolati metallici, saranno provati su un terreno piano, asciutto ed orizzontale o mietuto o a pascolo, oppure su un tracciato con le stesse caratteristiche. Può essere impiegato un tracciato mobile (simili alle prove al banco) solo se i risultati prodotti sono comparabili a quelli ottenuti sulle superfici già menzionate. Il tipo di tracciato per la prova sarà chiaramente identificato nel bollettino.

2.2.3.1.3 Requisiti necessari

Durante le prove alla barra, il regolatore di giri deve essere posizionato per la massima potenza. Le prove non saranno svolte alle marce per cui la velocità d'avanzamento supererà la velocità di sicurezza per l'equipaggiamento di prova. La linea di tiro dovrà essere orizzontale. L'altezza della barra sarà fissata in relazione al trattore durante ogni prova. Sarà scelta dal costruttore in modo che la direzione del trattore possa essere controllata quando si sviluppa il tiro massimo alla barra. Nel caso di trattori gommati, si dovrà verificare la seguente relazione:

$$PH \leq 0.8WZ, \text{ dove:}$$

P è il tiro massimo sulla barra;

H è l'altezza in posizione statica della linea di tiro sul terreno;

W è il carico statico esercitato dalle ruote anteriori sul terreno; e

Z è l'interasse.

Per le prove dei trattori a quattro ruote motrici con collegamento differenziale tra gli assi motori, l'altezza della barra di traino deve essere fissata in modo da mantenere un'aderenza sufficiente tra le ruote anteriori e posteriori quando lo sforzo di trazione alla barra di traino raggiunge il massimo. All'inizio delle prove alla barra di traino, l'altezza dei pneumatici o dei battistrada dei cingoli non dovrà essere meno del 65% dell'altezza dei

battistrada dei pneumatici o cingoli gommati nuovi. L'altezza del battistrada dei cingoli sarà misurato con un indicatore a tre punti.

L'indicatore sarà posizionato a cavallo del rilievo del battistrada e perpendicolare alla sua direzione, quanto più possibile vicino alla linea centrale del pneumatico o del cingolo. Due gambe del misuratore saranno posizionate alla base del rilievo del battistrada (nel punto di tangenza tra la carcassa del pneumatico o del cingolo e il raggio congiungente il battistrada e la carcassa). Il terzo punto dello strumento sarà nel centro del battistrada. L'altezza del battistrada sarà la differenza in quota tra le due gambe esterne e il punto centrale. L'altezza del rilievo del battistrada misurata in questo modo sarà prelevata e mediata su minimo di quattro posizioni ugualmente distanti intorno la periferia del pneumatico o del cingolo. Tale media sarà confrontata a dati simili su un pneumatico o cingolo della stessa marca, misura e tipo.

Per ogni marcia, alla velocità e tiro che forniscono la massima potenza in quella marcia, saranno registrati il numero di giri del motore, la potenza, il tiro alla barra, la velocità, lo slittamento delle ruote o dei cingoli, il consumo di combustibile, la temperatura del combustibile, del refrigerante e dell'olio lubrificante ed infine le condizioni atmosferiche. Durante le prove la temperatura atmosferica non supererà i 35°C. Nel caso di trattori gommati i valori delle prestazioni riportati saranno solo quelli ottenuti con massimo il 15% di slittamento.

Visto che la distanza senza slittamento varierà in funzione del grado di usura dei pneumatici, sarà necessario controllare tale grado regolarmente, in modo particolare prima di determinare la potenza massima alla barra. Con i trattori a cingoli il tiro massimo alla barra, insieme con lo slittamento del cingolo, ed anche il punto corrispondente ad uno slittamento del cingolo del 7% o più, saranno riportati come nota sotto la tabella che fornisce i valori della potenza alla barra. Se possibile, i trattori a cingoli possono essere provati su una superficie in cemento o asfalto. In tal caso la procedura di prova e le condizioni saranno quelle applicabili con i trattori a ruote. Se il trattore è equipaggiato con un convertitore idraulico di coppia installato con un sistema "lock-out" controllato dal conducente, le prove alla barra saranno condotte in successione con un moltiplicatore in funzione e spento.

Nel caso di trattori con trasmissione a variazione continua, non è possibile registrare la potenza massima nei rapporti delle marce scelte. La curva di involuppo della potenza alla barra sarà ottenuta determinando le potenze massime per un numero sufficiente di rapporti di trasmissione che consentano il tracciamento di una curva corretta. I valori della potenza saranno poi riportati, ed estrapolati dalla curva alle seguenti velocità:

Trattori provvisti di ruote e paragonabili							
Km/h	2,5	3,5	5,0	6,5	8,0	11,0	17,5
Trattori con ruote e cingoli metallici							
Km/h	1,5	2,5	3,5	5,0	6,5	8,0	10,0

Tabella II.1

Inoltre, per i trattori a trasmissione continua, verranno riportati i seguenti dati estrapolati dalla curva:

Potenza massima, consumo di combustibile e velocità corrispondente;

Potenza massima e corrispondente sforzo di trazione alla barra, con il regolatore della velocità d'avanzamento e con il regolatore di giri del motore nella posizione che fornisce velocità massima.

2.2.3.2 Prova di potenza alla barra, trattore non zavorrato

La prova determinerà la potenza disponibile alla barra di un trattore non zavorrato, nel campo delle marce.

La prova sarà eseguita almeno in quelle marce che forniscono una velocità d'avanzamento più elevata rispetto alla marcia che fornisce la potenza massima sviluppabile, fino a quelle appena al di sotto della marcia che fornisce il tiro massimo.

2.2.3.3 Prova di potenza alla barra, trattore zavorrato

Una seconda serie di prove sarà eseguita sul trattore, zavorrato come specificato dal costruttore. La prova coprirà tutte le marce da quella che consente la più bassa velocità d'avanzamento fino a quella che consente una velocità superiore rispetto a quella della marcia che sviluppa la massima potenza.

2.2.3.4 Prova di dieci ore

2.2.3.4.1 I trattori, zavorrati come in 2.2.3.3, saranno provati per 5 ore nella marcia fissata dal costruttore in accordo con la stazione di prova. Questa velocità sarà quella normalmente usata per i lavori agricoli di base come l'aratura ma, per quanto possibile, sarà usato un gruppo di marce differenti da quelle usate in 2.2.3.4.2 di seguito. Il carico applicato alla barra sarà il 75% dello sforzo corrispondente alla potenza massima alla velocità nominale nella marcia selezionata. I valori di potenza, sforzo, velocità d'avanzamento, slittamento e consumo di carburante saranno riportati nel bollettino.

Per i trattori provvisti di convertitore idrocinetico di coppia che può essere bloccato dal conducente, la prova di 5 ore sarà eseguita con il convertitore operante, entro i limiti specificati dal costruttore nel libretto di uso e manutenzione. Se si raggiungono le condizioni limite, la prova sarà completata con il moltiplicatore di coppia inattivo; la durata rispettiva delle due parti della prova saranno riportate nel bollettino e separatamente sarà riportato il consumo di carburante.

2.2.3.4.2 Seguente alla prova 2.2.3.4.1, intervallate da un periodo per il raffreddamento, il trattore sarà testato per altre 5 ore con lo sforzo di trazione alla barra di traino al 15% massimo di slittamento delle ruote, misurato nella prova 2.2.3.3. La marcia usata sarà la più veloce tra quelle capaci di fornire lo sforzo richiesto, quando il motore sta lavorando sotto il controllo del regolatore di giri.

Potrebbe essere necessario aggiungere zavorre supplementari, per ridurre l'usura dei pneumatici e per avere il pieno controllo del trattore, entro le limitazioni di carico specificate dal costruttore per questa prova. Saranno registrati lo sforzo, la velocità d'avanzamento, le temperature e le condizioni atmosferiche. I trattori provvisti di un convertitore idrocinetico di coppia che può essere bloccato dal conduttore saranno trattati come nel paragrafo 2.2.3.4.1.

2.2.3.4.3 Durante le dieci ore di queste due prove si misurerà il consumo dell'olio di lubrificazione del motore e sarà espresso in unità di massa per ora.

2.2.3.5 Prova di dieci ore per trattori provvisti di ruote metalliche o cingoli metallici.

Per i trattori con cingoli metallici o ruote metalliche sarà eseguito un solo test di dieci ore, come diversamente specificato in 2.2.3.4.1 e 2.2.3.4.3. Questo test sarà condotto in due periodi da 5 ore, con un intervallo per il raffreddamento.

2.2.3.6 Prove addizionali alla barra di traino per casi speciali di trattori senza presa di potenza o con una presa di potenza incapace di trasmettere tutta la potenza del motore.

2.2.3.6.1 In questi casi in cui i trattori non sono equipaggiati con una presa di potenza o quando la presa di potenza non è in grado di trasmettere tutta la potenza del motore, il motore si può testare come definito in 2.2.1.8. Se il motore non è stato provato, devono essere eseguite le seguenti serie di prove alla barra senza zavorre:

2.2.3.6.1.1 Una prova di due ore alla massima potenza sarà eseguita in una marcia scelta dalla stazione di prova in accordo con il costruttore, entro il campo delle marce, dalla più bassa che permette la trasmissione della potenza massima del motore alla più alta che consente di eseguire alla stazione di prova un test controllabile. Inoltre la marcia scelta deve consentire lo svolgimento della prova in accordo con 2.2.3.6.1.2 fino ad una velocità alla quale si ottiene il massimo sforzo con uno slittamento delle ruote del 15%. Durante questa

prova, i giri del motore, il consumo di combustibile, la velocità d'avanzamento, lo slittamento, lo sforzo alla barra, le temperature di rilievo e le pressioni saranno monitorate e registrate ogni dieci minuti. Inoltre la temperatura del combustibile deve essere mantenuta costante per tutta la durata della prova. La potenza massima alla barra sarà la media delle letture fatte durante il periodo di due ore. Se la variazione di potenza devia più del 2% dal valore medio, la prova sarà ripetuta. Se la variazione continua, tale fatto sarà riportato nel bollettino.

2.2.3.6.1.2 Verrà eseguito un test a pieno carico e a velocità variabile del motore (tale prova è chiamata "lugging run") con le stesse regolazioni usate per i test regolari alla barra di traino ed alla pto. Lo slittamento sarà limitato al 15% ed i dati registrati saranno gli stessi delle altre prove alla barra. La marcia sarà la stessa inserita per il test 2.2.3.6.1.1.

2.2.3.6.1.2.1 Una serie di passaggi saranno fatti partendo dalla potenza massima alla velocità nominale del motore. Il carico alla barra di traino sarà incrementato a gradini che determinano un abbassamento del numero di 100 giri al minuto del motore per ogni incremento. L'incremento a gradini sarà continuato finché non si è raggiunto lo sforzo massimo, o finché non sono stati raggiunti altri limiti come la capacità di raffreddamento del motore o del convertitore di coppia (se presente), o qualsiasi altra limitazione fissata dal costruttore.

I trattori con un convertitore di coppia o con un moltiplicatore di coppia che possono essere inseriti o meno, dovranno operare in entrambi i modi. I trattori con i dispositivi di cambio automatico saranno provati finché non si verifica il primo cambio di marcia. La sezione 2.2.3.6.1.2, possibilmente, non si applica ai trattori a trasmissione variabile (infiniti rapporti di trasmissione).

2.2.3.6.1.2.2 Una prova a carico parziale sarà fatta al 75% dello sforzo ottenuto alla velocità nominale del motore.

2.2.3.6.1.2.3 Una seconda prova a carico parziale sarà fatta al 50% dello sforzo ottenuto alla velocità nominale del motore.

2.2.3.6.2 Presentazione grafica dei risultati

Il bollettino di prova presenterà le seguenti curve tracciate per tutto il campo di velocità di rotazione del motore disponibile:

2.2.3.6.2.1 potenza alla barra;

2.2.3.6.2.2 incremento dello sforzo di trazione alla barra;

2.2.3.6.2.3 consumo orario e specifico di combustibile.

L'area di sterzata e il cerchio di sterzata saranno misurate su un percorso come nel test alla barra di traino. Le condizioni del percorso saranno quelle comunemente trovate nel paese di prova. I settaggi del percorso anteriormente e posteriormente saranno per quanto possibile gli stessi, e verranno registrati. Il trattore sarà senza zavorre e si muoverà lentamente (circa 2km/h).

La *posizione del baricentro* sarà determinata con i serbatoi di carburante pieni e con una massa di 75 kg al posto del conducente sul sedile dello stesso, essendo il trattore per il resto non zavorrato.

Le prestazioni del *sistema di frenatura* di servizio sarà basato sulla decelerazione media calcolata sulla distanza di frenatura. La distanza di frenatura sarà la distanza coperta da trattore dal momento in cui il guidatore comincia ad applicare il controllo del dispositivo fino al momento in cui il trattore si ferma.

Le prestazioni del *freno di stazionamento* sono basate sulla capacità di mantenere il trattore stazionario rivolto in salita o in discesa su un declivio.

Le *prove di livello sonoro* prevedono almeno due misure per ogni lato del veicolo. Il microfono sarà disposto a 1.2m dal terreno e ad una distanza di 7.5m dall'asse di avanzamento del veicolo.

Le prove facoltative del motore sono eseguite senza accessori che non è necessario per il funzionamento continuativo del motore, come la pompa del sollevatore idraulico o il compressore d'aria. La dinamo, o il generatore, senza carico, rimarranno connessi e tutti gli altri componenti necessari per il funzionamento del motore rimarranno attaccati, così come il filtro, la marmitta per lo scarico e la ventola.

La puleggia del trattore sarà collegata a quella del banco dinamometrico con una cinghia.

I risultati di queste ultime due prove sono i grafici del consumo specifico di carburante, la potenza, la coppia in funzione della velocità del motore.

Nelle prova di *funzionamento in atmosfera calda*, la temperatura ambiente limite per far funzionare il trattore è la temperatura alla quale il trattore raggiunge i suoi limiti di funzionamento, determinando sia l'ebollizione dell'acqua di raffreddamento sia raggiungendo la temperatura massima nel punto di inserimento del termostato di sicurezza specificato dal costruttore, o ancora raggiungendo la temperatura massima dell'olio motore fissata dal costruttore.

La *prova di avviamento* determinerà la più bassa temperatura alla quale il motore è in grado di partire o fornirà una verifica di ciò che asserisce il costruttore su questo punto. La

sola sorgente energetica permessa prima e durante l'inizio risiede nella batteria (batterie) del trattore.

II.4.2 LIMITI DEL CODICE I E II

Il fattore che maggiormente gioca a sfavore delle prove del codice O.C.S.E. I è la *manca di prove in pieno campo*. Tale limite è imposto dalle variabili in gioco in una prova simile che non consentono una codificazione atta a rendere *ripetibili e comparabili* i risultati ottenuti nelle diverse stazioni ufficiali di prova. I valori misurati di sforzo di trazione e di potenza alla barra sono difficilmente riferibili alle effettive condizioni di impiego su campo, dove subentrano diversi altri fattori, quali il tipo di terreno, il tipo di operatrice ed il suo accoppiamento alla trattrice.

I risultati della misurazione della prestazione di trattori operanti sul campo mostrano che la condizione della superficie è il fattore più significativo nel determinare la prestazione. Non è possibile confrontare trattori diversi testati in queste condizioni perché gli effetti delle differenze inevitabili nelle condizioni del suolo si confondono con le differenze effettive tra i trattori e non possono essere separate da queste.

La prova del trattore su una superficie dura quale cemento o asfalto, cioè su una pista di prova, permette la prestazione massima o la migliore possibile. I coefficienti di aderenza medi delle piste sono 0.79- 0.99 o addirittura superiori all'unità. In pieno campo sono di molto inferiori. Se tutti i trattori vengono testati sulla stessa superficie o su superfici simili l'effetto di questa è in parte eliminato. La conclusione dal confronto di simili test è che i trattori classificati in base ad alcuni parametri di prestazione (per es. la massima potenza alla barra o il minimo consumo di carburante) ottenuti sulla pista di prova, saranno nello stesso ordine che si otterrebbe testandoli in condizioni di operatività reali. Questa è la stessa logica impiegata nel misurare la capacità di resistenza dei tipi di acciaio attraverso una macchina di prova e usata poi per classificare la resistenza delle travi.

Altre prove previste nel codice sono un po' troppo teoriche e poco legate alle reali condizioni di impiego agricolo, c'è persino chi ha avanzato l'ipotesi che le prove di trazione su pista non rappresentino prove della prestazione del trattore bensì prove delle prestazioni dei pneumatici. Il motivo risiede nel fatto che il massimo sforzo di trazione dipende dal peso dinamico gravante sulle ruote motrici e dal coefficiente d'aderenza pneumatici-pista per cui due trattori con uguale peso e pneumatici sviluppano teoricamente lo stesso sforzo di trazione, per cui gli altri parametri caratteristici della macchina motrice sembrano non avere alcuna influenza.

Altrettanto accade per le prove del sollevatore, per il quale viene misurato lo sforzo massimo sollevabile ai bracci ed al telaio normalizzato, il cui valore risulta essere di interesse relativo per l'agricoltore. Infatti i moderni trattori non pongono, in generale, problemi dal punto di vista del valore dello sforzo esercitabile, mentre nulla viene detto riguardo alla *efficienza ed alla precisione degli organi di comando e di controllo*.

Dai dati riportati nei bollettini ufficiali della prova è possibile valutare due *potenze al gancio*: quella in condizioni di massimo sforzo di trazione che si verifica a velocità basse, intorno a 2,3-4,7 Km/h e quella massima che si verifica a velocità più alte 8-10 Km/h. Purtroppo né l'uno né l'altro caso si riscontrano in pratica perché le lavorazioni in cui è richiesto un elevato sforzo di trazione (aratura, ripuntatura e scarificazione) sono effettuate abitualmente a 6-7 Km/h, mentre a quelle velocità sono effettuate le operazioni di zappatura e vangatura che non richiedono un elevato sforzo di trazione. In pratica vi è l'usanza di stimare lo sforzo di trazione disponibile in campo pari all'80-90% dello sforzo massimo di trazione rilevato nelle prove.

Infine da un attento esame dei coefficienti d'aderenza calcolati nelle diverse stazioni ufficiali emerge che essi risultano diversi tra loro. Questo ne compromette la confrontabilità dei risultati.

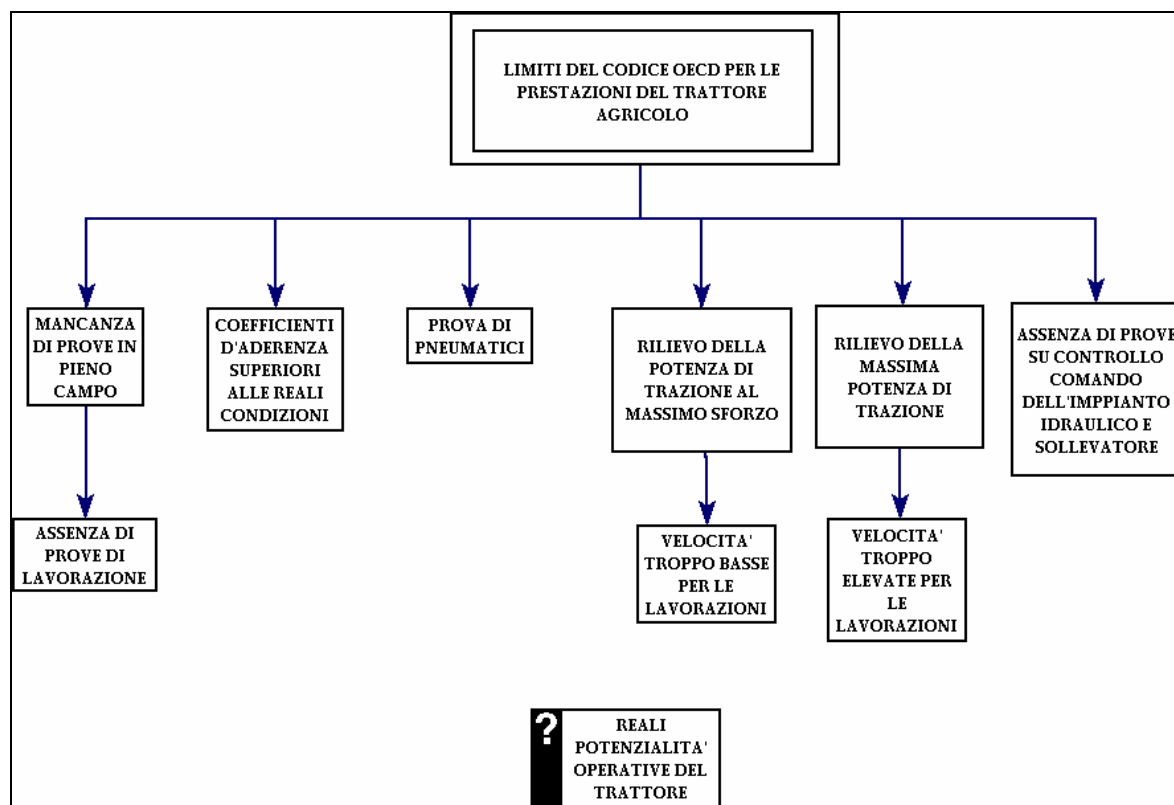


Figura II.3 - Schema riassuntivo delle limitazioni del codice O.C.S.E. I

CAPITOLO III

**CARATTERISTICHE OPERATIVE DEL TRATTORE E SUE
PRESTAZIONI**

III.1 CONDIZIONI OPERATIVE DEL TRATTORE AGRICOLO

Il trattore agricolo appartiene a una classe di macchine semoventi che ha come peculiarità il *processo di trazione*. Il trattore è fondamentalmente una macchina da tiro e alla medesima classe appartengono ad esempio le locomotive. Il processo di trazione è implementato anche nel funzionamento di veicoli come camion o persino automobili, che sono essenzialmente veicoli per il trasporto di pesi.

Il trattore fa anche parte della classe di macchine che operano in quelle note come *condizioni "fuori-strada"*, come le macchine movimento terra, le macchine per i lavori nelle cave e quelle per opere militari, oltre alle 4RM per operazioni cross-country.

Le condizioni per operare per le quali il trattore deve essere progettato sono:

- I terreni agricoli *cedevoli*, cioè scorrono se caricati orizzontalmente e si compattano se caricati verticalmente. Tale condizione non prelude a un'efficiente operazione dal punto di vista della trazione.
- Le condizioni di carico del trattore variabili da lavoro a lavoro che, ai fini dell'efficienza operativa, richiederebbero che fosse equipaggiato in base ad ogni diversa esigenza.
- Le condizioni di operatività variano ampiamente in base a tempo e spazio, il che richiede un monitoraggio e un adattamento continui sia del trattore che dell'attrezzatura in attività.
- Le superfici dei terreni sono ruvide e irregolari, da cui la difficoltà del controllo; l'instabilità è un pericolo sempre presente. È importante perché il trattore deve poter essere messo in funzione da persone non specializzate.
- Terreno e raccolti ben visibili dal posto di guida.

III.2 REQUISITI FUNZIONALI DI UN TRATTORE AGRICOLO

1. Elevato sforzo di trazione alla barra di traino (notevole se paragonato al peso del trattore). La situazione ideale è quella in cui lo sforzo di trazione massimo si realizza a velocità dai 5 ai 7 Km/h, valori ottimali per i lavori agricoli dove è richiesto lo sforzo massimo di trazione (per es. aratura). Il carico molto variabile caratteristico del lavoro agricolo richiede la presa in considerazione della prestazione del trattore anche a carico parziale, con particolare riguardo al consumo di carburante.
2. Erogazione della potenza meccanica in forma cinetica attraverso la presa di potenza (pdp), per l'azionamento e controllo di una gamma di attrezzature e macchine che compiono varie operazioni e sono attaccate in diversi modi. Alcune stime affermano che oggi il trattore viene utilizzato come dispositivo di trazione solo per il 20-40% della sua durata operativa.
3. Erogazione di potenza idraulica per il comando e controllo di macchine operatrici collegate attraverso attacchi rapidi all'impianto idraulico del trattore.
4. Ampia gamma di velocità d'avanzamento, variabili da 0 a 40 Km/h, che devono permettere il trasporto sia in condizioni su strada che "fuori strada".

Insieme a questo gruppo, esistono altre caratteristiche che caratterizzano il trattore, come la possibilità di avere una carreggiata regolabile per permettere i lavori su colture a diversa spaziatura, la presenza di un sollevatore posteriore e/o anteriore. Altre caratteristiche comuni anche alle altre macchine sono i requisiti per la sicurezza e per l'ergonomia.

III.3 SISTEMI E TIPI DI EROGAZIONE DELLA POTENZA

I trattori sono costruiti in una varietà di forme e dimensioni a seconda delle funzioni particolari che sono chiamati a svolgere. Comunque, valutando la loro prestazione è sufficiente considerare i sistemi principali e le uscite di potenza comuni alla maggior parte di essi. Il diagramma a blocchi delle componenti principali nelle trasmissioni di potenza, comprese le uscite e le forme di potenza, è mostrato in Figura III.1 per un trattore convenzionale con uscite di PDP e di potenza idraulica:

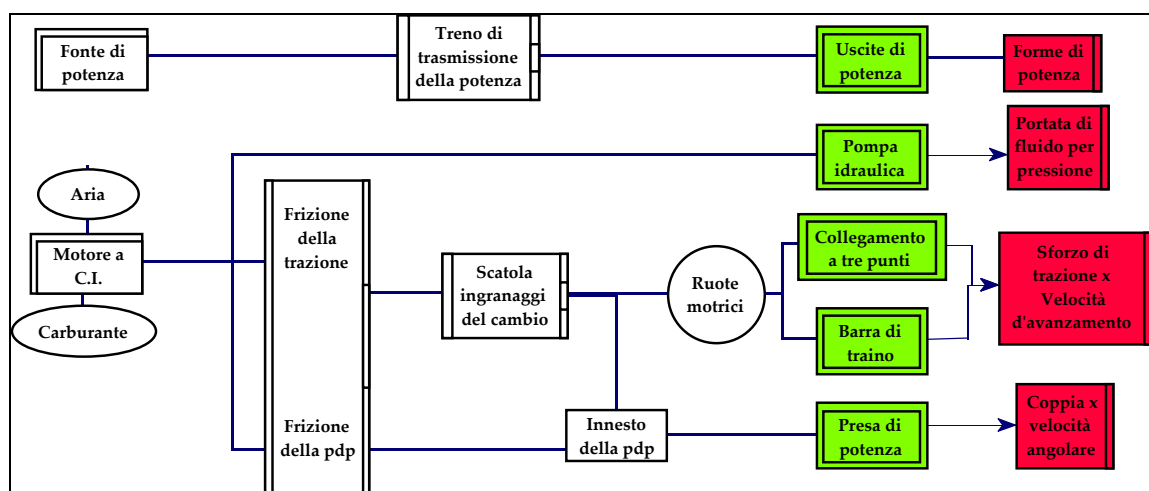


Figura III.1 Diagramma a blocchi delle uscite di potenza di un tipico trattore agricolo.

I sistemi di trasmissione sul trattore servono a trasmettere potenza dal motore alle uscite, nello specifico:

- sistema di trazione (ruote, barra di traino e attacco a tre punti);
- presa di potenza (PDP o pdp);
- erogazione di potenza idraulica.

Gli elementi di trasmissione che costituiscono questi sistemi possono essere classificati in base al loro principio operativo:

- trasmissione meccanica (attraverso ingranaggi)
- trasmissione idrostatica (basata sulla pressione del fluido)
- trasmissione idrocinetica (attraverso giunto idraulico e convertitore di coppia).

Possono essere identificati i seguenti sistemi.

MOTORE

Il motore, che è la fonte di energia primaria per l'operatività del trattore, è progettato in modelli e dimensioni diverse a seconda del genere e della grandezza del trattore al quale è applicato. È un meccanismo che, utilizzando l'aria, estrae l'energia dal carburante e la converte in forma meccanica cinetica all'albero motore.

La sua uscita in termini di coppia, velocità e potenza, è determinata dalla grandezza del motore (che determina la quantità d'aria che può essere aspirata), dal carburante bruciato in quell'aria e dalla sua velocità. La sua prestazione dipende dall'azione tra la coppia e la velocità angolare e determina in modo consistente e limita la prestazione del trattore.

Molti altri aspetti della struttura e dell'operatività del motore ne influenzano la prestazione. Questi includono i processi del motore (il ciclo del motore), il tipo di carburante e

il tipo di accensione e i dettagli meccanici quali il progetto dei componenti (pistoni, alberi a gomiti e valvole) e i servizi come la lubrificazione e i sistemi di raffreddamento.

I motori utilizzati nei trattori agricoli possono essere classificati secondo:

- I cicli operativi: 2 o 4 tempi
- L'accensione del carburante
- L'introduzione dell'aria: senza strozzamento-diesel, con strozzamento –con scintilla, a pressione- turbo.
- Il controllo della velocità: regolazione automatica, manuale

Nella

Tabella III.1 riportiamo le più importanti tappe evolutive riguardanti i motori per uso agricolo utilizzati sui trattori: Evoluzione nei paesi sviluppati.

Incremento considerevole della potenza
4 cilindri dominanti fino agli anni '70
I motori turbocompressi diventano molto importanti in quanto consentono maggiori potenze specifiche, minori emissioni, e migliori prestazioni alle alte altitudini
Il regime di rotazione si è innalzato fino agli anni '70 per realizzare motori a maggiore potenza specifica, ma da allora non ha più avuto grossi incrementi (restando intorno ai 2000-2500 giri/min) per limitare la rumorosità e contenere i consumi
Il consumo specifico minimo è sceso. I migliori modelli hanno $C_s > 200$ g/kWh
Il riscaldamento della cabina è realizzato utilizzando le perdite di calore del motore
I motori con un'elevata riserva di coppia sono diventati popolari
La manutenzione è stata semplificata
La vita utile si è innalzata per le macchine professionali a circa 6000 ore per il 90% della popolazione di motori
I motori a raffreddamento ad acqua hanno preso sempre più fette di mercato, anche grazie all'innalzamento della potenza
I controlli elettronici della iniezione e un innalzamento della pressione fino sopra i 100 MPa sono stati conseguiti a partire dagli anni '90
Il controllo delle emissioni è diventato molto importante (Euro II e Euro III)

Tabella III.1 - Evoluzione del motore a combustione interna.

TRASMISSIONE DELLA TRAZIONE NEI TRATTORI CONVENZIONALI

I componenti in genere nominati con “trasmissione” e/o la “scatola ingranaggi” trasmettono la rotazione del motore alle ruote posteriori come mostrato in . In un trattore convenzionale questa è di solito un sistema meccanico con alberi e ingranaggi.

Poiché il motore ruota ad alte velocità (a poche migliaia di giri al minuto) e le ruote del trattore devono operare a basse velocità (poche decine di giri al minuto), la trasmissione ha la funzione di ridurre la velocità di rotazione del motore a quella richiesta per le ruote posteriori. Inoltre, poiché non tutte le operazioni richiedono che il trattore viaggi alla stessa velocità, la trasmissione ha anche la funzione di rendere possibile la riduzione di velocità dal motore alle ruote comandata dal conducente. In tal modo la velocità di avanzamento può essere modificata in un numero di marce da 6 a 12 e oggi anche 30, cioè da circa un Km orario *in una marcia bassa* con un rapporto di riduzione alto a circa 40 Km/h *in una marcia alta* con un basso rapporto di riduzione.

La frizione è di solito del tipo ad attrito, è situata tra il motore e la trasmissione. Permette al conducente di scollegare temporaneamente il motore dal resto della trasmissione e di realizzare una connessione graduale quando è richiesta una trasmissione di potenza e il trattore inizia a muoversi. Queste frizioni di trasmissione di solito consistono in una o più superfici di attrito connesse al motore, che sono premute da molle su entrambi i lati di un disco collegato al resto della trasmissione. La rimozione della pressione sulle superfici, disinnestando la frizione con il pedale, permette al motore di continuare a girare senza far girare la trasmissione e le ruote.

Quella parte della trasmissione nota come *differenziale* ha la funzione di dividere la trasmissione tra le ruote e di permettere loro di girare a diverse velocità mentre il trattore svolta una curva. Entrambe le ruote si muovono ancora perché le coppie di ingresso rimangono uguali, ma girano a diverse *velocità* corrispondenti ai raggi corrispondenti delle curve che stanno descrivendo. Molti trattori hanno un dispositivo per bloccare il differenziale. Questo costringe entrambe le ruote posteriori a girare alla stessa velocità e in tal modo consente al trattore di essere condotto fuori di una situazione in cui il differenziale permette a una ruota di slittare e all'altra di non ruotare affatto. Con il bloccaggio inserito le velocità della ruota sono uguali ma le coppie sono diverse; per cui non è possibile (o è difficile) fare una curva.

Un altro componente comune nella trasmissione è il riduttore finale che consiste di ingranaggi di riduzione dopo il differenziale, collocati in questa posizione vicino alle ruote per evitare la bassa velocità/coppia alta nelle parti a monte della trasmissione.

TRASMISSIONE DELLA PRESA DI POTENZA

Una presa di potenza (pdp), in genere adatta per i trattori convenzionali, consiste in una trasmissione dal motore all'albero che giunge all'esterno del trattore, comunemente nella

parte posteriore, e può essere impegnata per fornire potenza meccanica alle macchine operatrici. La potenza passa dal motore attraverso una frizione indipendente. In questo modo è possibile interrompere e ripristinare la trasmissione alla pdp quando richiesto, indipendentemente dalla trasmissione alle ruote. Perciò l'attrezzatura può continuare a funzionare e ad operare sul raccolto anche se il trattore e la macchina sono fermi. Questa configurazione è molto conveniente specialmente nel caso di attrezzature trascinate.

La velocità della pdp è determinata dalla velocità del motore (con un rapporto fisso, pari a 3:1 o 4:1) indipendentemente dalla velocità di avanzamento (rapporto di trasmissione della trazione). Le perdite di potenza alla trasmissione della pdp sono molto piccole, di solito meno del 5%.

Una pdp sincronizzata ha la trasmissione all'albero della pdp collegata alla trasmissione alle ruote a valle della trasmissione di trazione. In questo caso la velocità della pdp cambia al variare del rapporto di trasmissione della trazione. La pdp sincronizzata ruota poco (a pochi giri per unità di distanza coperta) e può essere usata per macchine come la seminatrice per cui è importante una relazione fissa tra il movimento del trattore e l'operazione della macchina.

I due meccanismi di attivazione per la trasmissione della pdp sono tali da poter essere attivati uno solo alla volta.

EROGAZIONE DI POTENZA IDRAULICA

L'olio sotto pressione all'uscita di una pompa idraulica, continuamente attivata o meno dal motore, è disponibile per rendere operativi attuatori (cilindri , pistoni) di solito con lo scopo di controllare (alzare e abbassare) attrezzature, o guidare e ruotare attuatori di rotazione (motori). Uno di questi pistoni incorporato nel trattore, è utilizzato per sollevare l'attacco a tre punti.

Le perdite di potenza nel sistema idraulico possono essere grandi ma sono accettate perché questa uscita di potenza è un modo flessibile e molto conveniente per controllare le macchine e per far funzionare organi ausiliari sul trattore e sulle attrezzature attaccate.

RUOTE

Le ruote del trattore e i pneumatici hanno la funzione di sostenere il trattore e di convertire il movimento rotatorio del motore in uno lineare. Le ruote hanno queste funzioni:

- Sorreggere il peso del trattore (insieme ad ogni altro peso trasferito dalla attrezzatura portata), limitando allo stesso tempo lo sprofondamento nel suolo e la risultante resistenza al rotolamento.
- fare presa sul suolo o superficie e trasmettere la trazione, le forze di frenatura e di sterzata limitando allo stesso tempo lo slittamento conseguente e lo sbandamento.
- Offrire la capacità a seguire le irregolarità del terreno insieme a un lieve ammortizzamento e ad assorbimento degli urti.

Le grandezze importanti includono:

- *dimensioni* (diametro e larghezza) che determinano la capacità di traino e la resistenza al rotolamento.
- *numero delle tele*, che determina la pressione che può sopportare e quindi il peso che il pneumatico può reggere; ciò a sua volta contribuisce alla capacità trattiva e alla resistenza al rotolamento.
- *battistrada*, che insieme alle caratteristiche della superficie determina la presa e/o il contatto con la superficie.

Le perdite di potenza all'interfaccia ruota/superficie sono spesso notevoli, in modo particolare sui terreni morbidi, da cui la potenza disponibile alla barra del trattore può essere molto minore della potenza del motore. Di qui deriva che la scelta dei pneumatici e del peso su di essi è cruciale nel determinare la prestazione complessiva del trattore.

III.4 RILIEVO DELLA POTENZA DEL MOTORE

La descrizione dettagliata del trattore è riportata nell'elenco delle specifiche tecniche, che i produttori di trattori redigono seguendo delle normative, che non forniscono tutte lo stesso valore di potenza del motore se applicate alla stessa macchina. Quindi il confronto tra due trattori deve tener conto anche del modo con cui sono state valutate le potenze.

Un evidente inconveniente, in cui un acquirente potrebbe incorrere, è quello di fidarsi di una potenza dichiarata che non corrisponde a quella che la macchina ha con tutti i suoi organi in funzione. Pertanto questa macchina potrebbe rivelarsi un acquisto sbagliato.

Abbiamo raccolto di seguito le normative attualmente più utilizzate per la misurazione della potenza:

1. **SAE J 1995** : è stata istituita nel 1990 dalla Society of Automotive Engineers americana e prevede il rilevamento della potenza al volano con il propulsore allestito

del solo apparato di alimentazione: pompa di iniezione, radiatore e pompa dell'acqua, escludendo gli altri ausiliari, quali filtro dell'aria, silenziatore, ecc.

Difficilmente sulla documentazione dei trattori commercializzati in Europa troveremo la potenza espressa secondo questa normativa.

La potenza lorda misurata risulta la più elevata rispetto alle altre normative non solo per l'equipaggiamento del trattore durante la prova, ma anche dal momento che il combustibile 40 CFR 86, utilizzato per il rilievo della potenza, ha un potere calorifico di circa 42500 kJ/kg, che è superiore a quello utilizzato dagli agricoltori per le loro macchine agricole.

2. **ECE R 24** : in vigore in Italia, deriva direttamente dalla DIN 70020, per cui la potenza fornita si riferisce ad un motore con allestimento completo pronto per essere installato sul trattore.
3. **80/1269/EEC** : approvata nel 1980 dalla Comunità Economica Europea può essere considerata l'erede della normativa DIN, anche se la potenza rilevata può essere differente a causa delle diverse condizioni ambientali e del diverso combustibile utilizzato.
4. **DIN 70020** : introdotta nel 1976, è stata ritenuta negli anni la normativa di riferimento più attendibile perché rispecchia la realtà di utilizzo del trattore che viene allestito con radiatore e pompa dell'acqua, pompa di alimentazione e iniezione del gasolio, filtro aria motore, impianto di scarico, ventola di raffreddamento e alternatore.

L'unico parametro su cui è permesso un minimo di tollerabilità è rappresentato dal combustibile da utilizzare durante le prove che è a discrezione del produttore.

5. **Codice I O.E.C.D.** : è forse la normativa più attendibile perché la potenza viene misurata alla presa di potenza del trattore con tutti gli accessori installati e considerando le dissipazioni dovute alle trasmissioni del moto.

Un indiscusso vantaggio di questa procedura è la garanzia offerta all'utente finale che la potenza misurata, ad esempio presso un centro di omologazione italiano sia inconfutabilmente la stessa ottenibile in uno degli Stati aderenti a questo protocollo.

Le principali somiglianze e differenze tra le diverse normative possono essere colte esaminando il prospetto sottostante:

Normativa	SAE J1995	ISO TR 14396	SAE J1349	ECE R24	80/126 9/EEC	DIN 70020	OECD Code 1
Rilevamento potenza	Volano	Volano	Volano	Volano	Volano	Volano	Pdp
Pressione atm. (bar)	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	1,027	≥ 0,996
Temperatura ambiente (°C)	25	25	25	25	25	20	16 ÷ 30
Temperatura combustibile (°C)	40±1	37-43	40±1	40,5	40,5	40	Costruttore
Tipo di combustibile	49 CFR 86	CEC RF75 T96	40 CFR 86	CEC RF03 A84	CEC RF03 A84	Costruttore	Costruttore
Componenti installati sul motore							
Turbocompressore	√	√	√	√	√	√	√
Intercooler	√	√	√	√	√	√	√
Pompa di alimentazione	√	√	√	√	√	√	√
Pompa iniezione	√	√	√	√	√	√	√
Pompa acqua	√	√	√	√	√	√	√
Pompa olio	√	√	√	√	√	√	√
Radiatore olio	√	√	√	√	√	√	√
Radiatore motore	Opzionale	√	√	√	√	√	√
Filtro aria		√	√	√	√	√	√
Silenziatore		√	√	√	√	√	√
Alternatore		√		√	√	√	√
Ventola di raffreddamento			√	√ max slittam.	√ min slittam.	√ min slittam.	√
Pompe azionate direttamente dal motore							√
Pompe idrauliche azionate direttamente dal motore							√
Compressore aria condizionata							√
Frizione, trasmissione							√

Tabella III.2 - Normative per la determinazione della potenza del motore al volano

III.5 CURVE CARATTERISTICHE DEL MOTORE

Vengono rilevate con apposite prove al banco svolte secondo specifiche normative (vedere paragrafo precedente), che peraltro prevedono condizioni di prova diverse, soprattutto per quanto riguarda la presenza o meno di determinati accessori. In pratica, per quanto riguarda la potenza massima (o la potenza nominale) del motore si possono ad esempio avere valori differenti anche del 15% fra la potenza DIN (più bassa) e la potenza SAE (più alta).

Durante la prova, si applica all'albero motore una coppia resistente variabile mediante freni dinamometrici. Si rilevano il regime di rotazione del motore per tutto il campo di variazione della coppia e il consumo orario di combustibile C (kg/h). La prova viene fatta di solito solo *a piena regolazione*, ossia regolando al massimo l'iniezione. Le curve caratteristiche del motore descrivono l'andamento della potenza W [kW], della coppia motrice M [daNm], del consumo di carburante C [kg/h] e del consumo specifico C_s [g/kWh] in funzione del regime di rotazione n (generalmente espresso in giri al minuto [min^{-1}]).

La potenza viene calcolata con la relazione:

$$W = 2 \pi M n / 60$$

Il consumo specifico si calcola dividendo il consumo orario per la potenza:

$$C_s = \frac{C}{W}$$

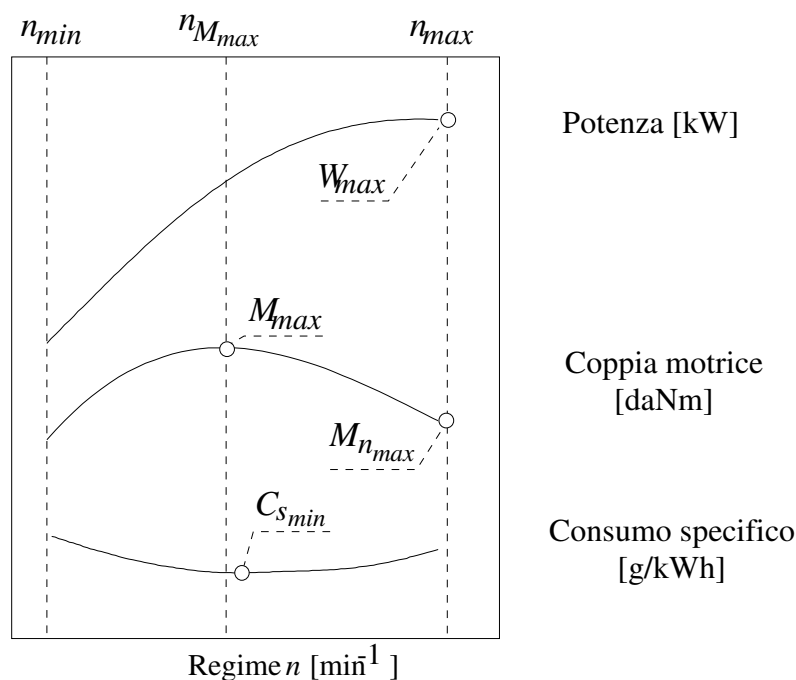


Figura III.2- Curve caratteristiche di un generico motore di un trattore.

In Figura III.2 si osserva come n vari da n_{min} (minimo) a n_{max} (massimo). La coppia M ha andamento dapprima crescente, poi discendente. La potenza W_m cresce costantemente, ma con andamento meno pronunciato via via che la coppia si abbassa. Per tale motivo, in alcuni motori si può avere che la potenza massima W_{max} e la potenza a regime massimo W_{nmax} non coincidano, ma la prima si verifica per un regime leggermente inferiore al massimo.

Per $n > n_{Mmax}$, il motore è in grado di sopportare una coppia resistente variabile, variando in senso inverso il proprio regime; in questo campo si dice che il motore è elastico. Per $n < n_{Mmax}$, il motore tende a spegnersi se sottoposto a una coppia resistente crescente.

La riserva di coppia ε :

$$\varepsilon = \frac{M_{max} - M_{n_{max}}}{M_{max}}$$

si considera accettabile se $\varepsilon \geq 15\%$ e corrisponde alla capacità del motore di rispondere ad aumenti di resistenza al moto (terreno più argilloso, passaggio da pianura a salita); questa caratteristica è ricercata in agricoltura e si ottiene limitando il diametro dei condotti di aspirazione in modo che il rendimento diminuisca agli alti regimi. Ciò comporta però un abbassamento della W_{max} a parità di cilindrata, ossia maggiori costi costruttivi.

L'indice di elasticità $e = \frac{n_{max} - n_{M_{max}}}{n_{max} - n_{min}}$ indica la frazione di campo di giri del motore

effettivamente utilizzabile: quanto più è limitato e tanto più occorre ricorrere al cambio con una marcia inferiore, per poter continuare l'operazione

Riserva di velocità è la differenza $n_{W_{max}} - n_{M_{max}}$ ed è considerata accettabile se è pari a circa 700-900 giri.

Un trattore che funzioni tra il regime di potenza massima e quello di coppia massima è detto avere un comportamento stabile ed elastico.

Il *consumo specifico* è a meno di un valore costante, l'inverso del rendimento del motore. Il regime di minimo C_s , ossia anche di massimo rendimento, è di poco superiore al n_{Mmax} . Questa è la condizione ottimale di funzionamento se la coppia resistente è poco variabile, oppure se non è richiesta tutta la potenza del motore (in generale, per l'azionamento di tutte le operatrici che non richiedono molta potenza). Se invece la coppia resistente è variabile (aratura, trinciatura ecc.) conviene lavorare vicino a n_{Wmax} per disporre di sufficiente elasticità. Va notato, peraltro, che in tutte le operazioni che richiedono molta

potenza (appunto l'aratura, la trinciatura ecc.) è comunque inevitabile lavorare a regime massimo, per poter sfruttare tutta la potenza del motore.

Il funzionamento di un motore varia in funzione del carico applicato ed in base alle sue curve caratteristiche.

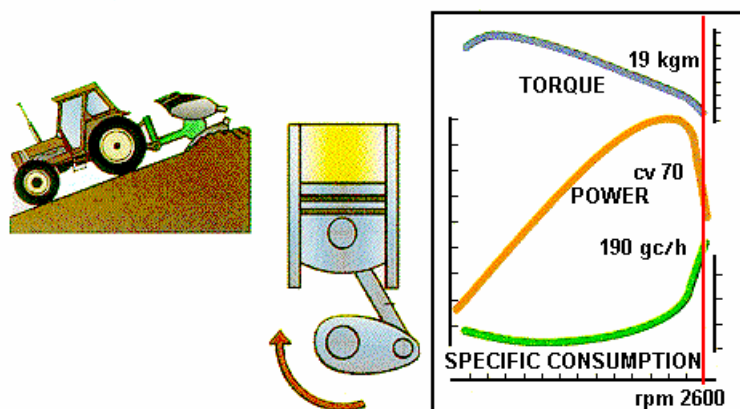


Figura III.3 - Curve caratteristiche del motore: minimo sforzo.

Con motore a tutta manetta e carico resistente relativamente basso, ad esempio in discesa (Figura III.3), la coppia è minima, la potenza è al di sotto del massimo ed i consumi sono elevati (il motore non va "su di giri" perché l'alimentazione è "tagliata" dal regolatore).

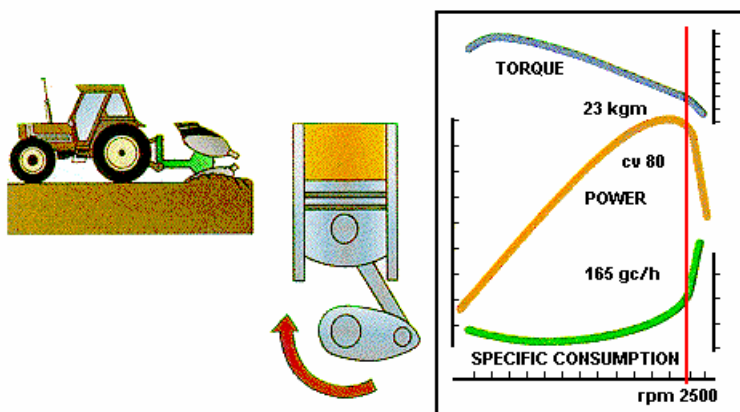


Figura III.4 - Curve caratteristiche del motore: sforzo ordinario.

Con motore a tutta manetta, alla prima resistenza, ad esempio al termine della discesa (Figura III.4), il carico resistente aumenta ed il regime di rotazione del motore cala e scende al regime di potenza massima (2.500 giri/min); la pressione all'interno dei cilindri, invece, aumenta rapidamente per il maggior carico (maggiore resistenza) da vincere e per la maggiore

introduzione automatica di combustibile dovuta al regolatore: la coppia motrice erogata dall'albero a gomiti si porta così a valori più elevati (fino a 230 Nm).

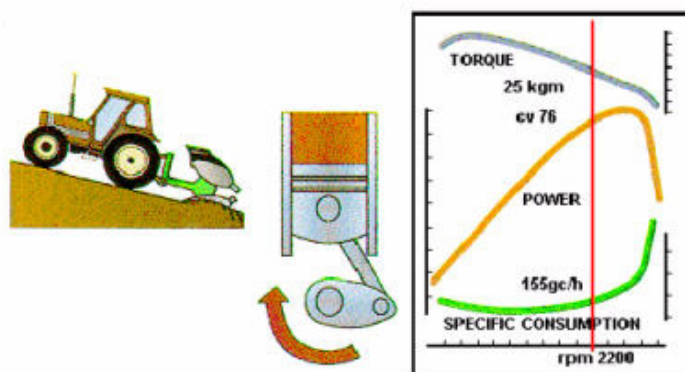


Figura III.5 - Curve caratteristiche del motore: sotto sforzo.

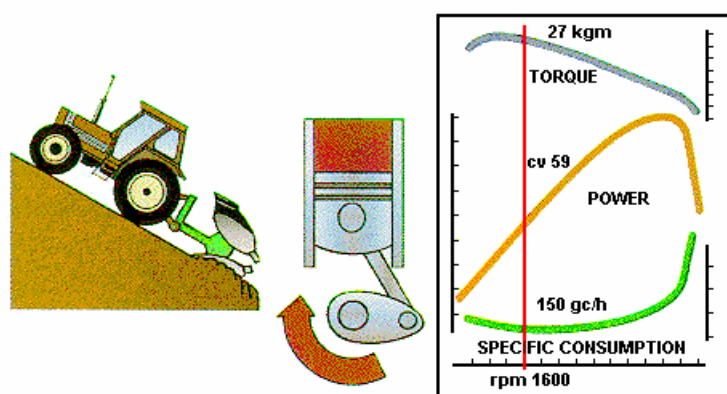


Figura III.6 - Curve caratteristiche del motore: alto sforzo.

Superato il punto di potenza massima i successivi aumenti di coppia motrice, in risposta alla progressiva resistenza incontrata (in salita Figura III.5 e in forte salita, Figura III.6), non sono più in grado di compensare la riduzione del regime e la potenza lentamente decresce.

Superato il regime di coppia massima (1.500 giri/min), il motore non è più in grado di far fronte alla grande resistenza e tende ad arrestarsi: prima di questo punto occorre cambiare marcia, altrimenti il motore si spegne.

Un motore elastico ha un buon incremento di coppia (oltre il 20%) ed un elevato campo di utilizzo (oltre 800 giri/min) che consentono di affrontare resistenze improvvise, anche di una certa entità, senza dover cambiare marcia.

Va rilevato ancora che la condizione di impiego *a piena regolazione* è teorica, perché in realtà si lavora quasi sempre *a regolazione parziale* e questo comporta un differente

intervallo di giri del motore in cui si ha il tratto quasi verticale del motore, una variazione della potenza massima erogata dal motore, ma non cambia la coppia massima sviluppata.

Mentre il consumo specifico C_s varia poco, a piena regolazione, in funzione di n , esso varia molto di più in funzione del grado di carico del motore, ossia del rapporto W/W_{max} , risultando particolarmente elevato nei lavori a alto n e bassa coppia motrice M (tipicamente, i trasporti o operazioni colturali leggere). Si veda, a questo proposito la Figura III.7, che riporta le **curve di isoconsumo a carico variabile**. Le curve in grassetto rappresentano le curve della coppia: a piena regolazione, quella superiore; al minimo, quella inferiore; fra le due curve, si potrebbero disegnare infinite altre curve di coppia a regolazione parziale (non rappresentate).

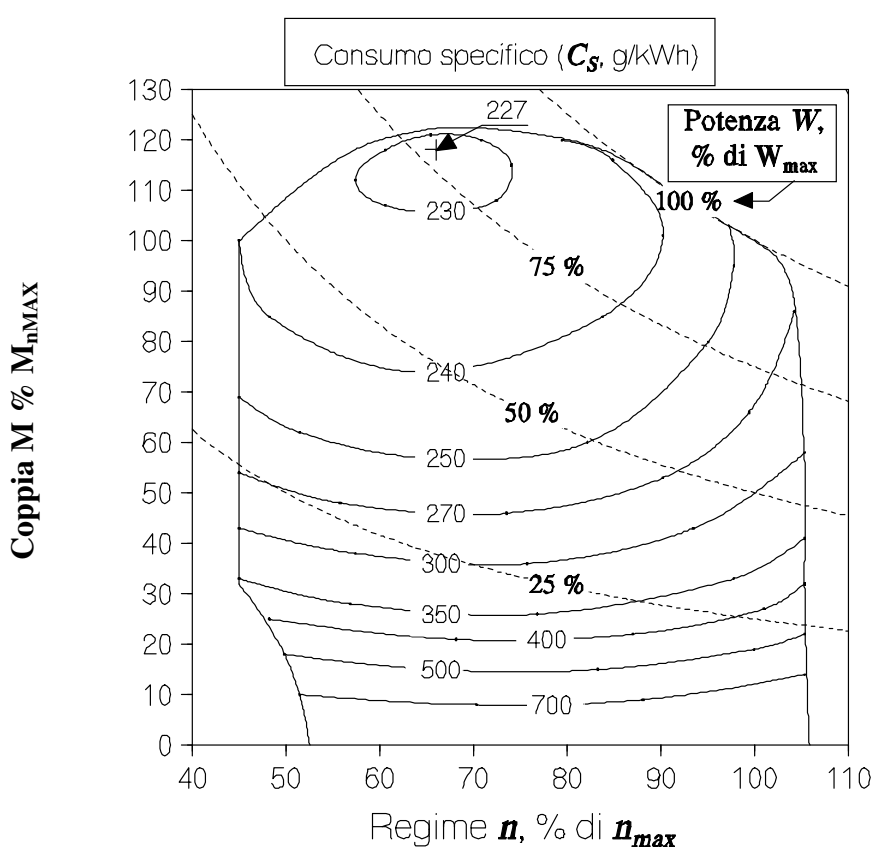


Figura III.7 - Curve di isoconsumo in funzione del grado di carico del motore.

Se ne deduce che, considerando l'intero campo di funzionamento del motore, indipendentemente dal carico:

il massimo rendimento si verifica in un punto molto vicino a quello precedentemente individuato sulla curva di piena regolazione, ma non coincide con esso anzi si verifica per un grado di carico dell'ordine del 75 %, come riportato in figura;

il rendimento si mantiene elevato a quasi tutti i regimi, purché la coppia sia elevata (almeno il 70 % di M_{max});

il consumo specifico è molto alto per coppie basse e regimi elevati (lavori leggeri ad alta velocità, tipicamente i trasferimenti) ma è tollerato perché di solito l'acceleratore si trova in regolazione.

III.6 APPESANTIMENTO DINAMICO

Per interpretare ciò che accade nel caso di “appesantimento dinamico” o “trasferimento dinamico del carico” determinato sul trattore per la presenza di un attrezzo in lavoro (Figura III.8) consideriamo prima di tutto ciò che accade a trattore fermo: in tal caso la massa del trattore è bilanciata dalla reazione delle ruote e quindi dal terreno. Le reazioni saranno inversamente proporzionali alla distanza tra il baricentro dove si considera concentrata la massa e la distanza tra le ruote (Figura III.9).



Figura III.8 - Durante le lavorazioni le sollecitazioni sul trattore sono trasferite dall'attrezzo a quest'ultimo.

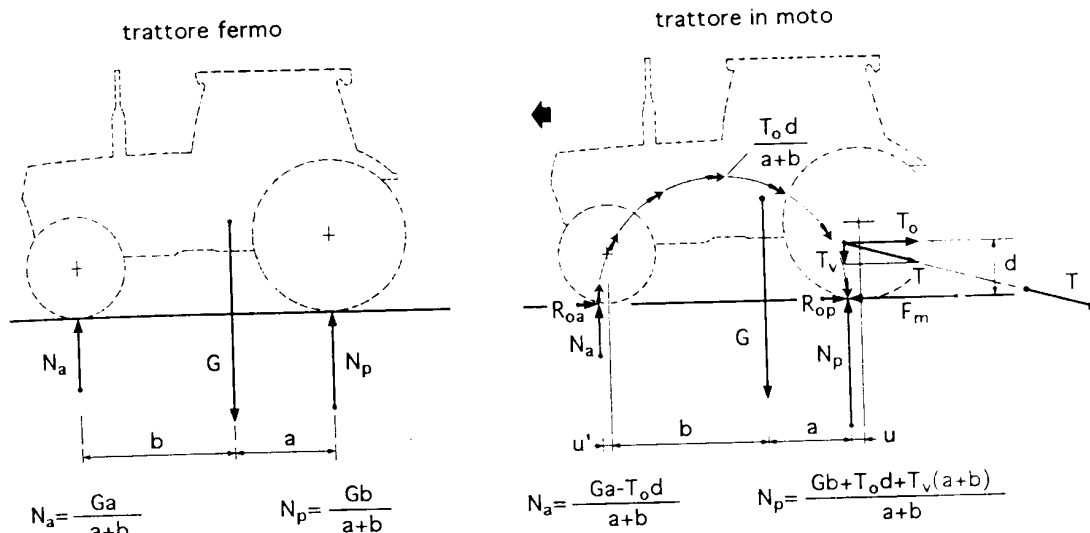


Figura III.9 Calcolo dei carichi in condizioni statiche e dinamiche sulle ruote

Nel caso di movimento, la linea di tiro è in genere inclinata ed il tiro T si può decomporre in una componente orizzontale T_o ed una verticale T_v . Le ruote per il moto presentano una resistenza di rotolamento e, per questo, le reazioni normali del terreno sono spostate in avanti nel verso del moto di un parametro u ed u' caratteristici, dipendenti dal sistema di contatto ruota-terreno.

Questo fenomeno rappresenta il fenomeno dell'appesantimento dinamico del trattore: che è tanto più grande a parità di T quanto più l'angolo di tiro è inclinato e grande il braccio d . Il trasferimento di carico non deve superare certi valori per assicurare la guidabilità del trattore ed evitare il pericolo d'impennamento.

L'impiego dell'attacco a tre punti può essere flottante, a controllo dello sforzo o misto (sforzo-posizione) (Figura III.10). Nel primo caso si ha l'impiego a controllo dello sforzo o misto, i tiranti di sollevamento applicano una forza sui bracci inferiore dell'attacco a tre punti. In questo caso i bracci sono sollecitati da una forza, applicata dai tiranti di sollevamento trasversale; risultano così sollecitati anche a flessione. L'asta superiore (il puntone o terzo punto), invece, è sollecitata ancora da una forza che deve passare per il suo asse: non presenta forze trasversali. Nel secondo caso, il sollevatore idraulico non applica alcuna forza ai tiranti di sollevamento e le tre aste costituenti possono liberamente ruotare, abbassandosi o sollevandosi, intorno al centro di istantanea rotazione.

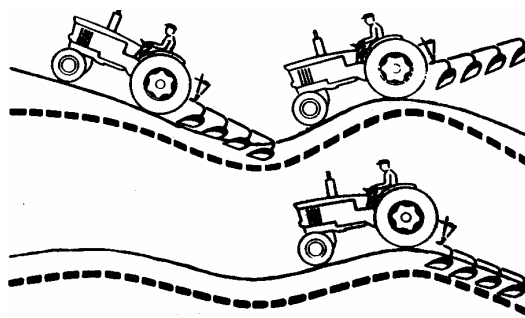


Figura III.10 - Nel primo disegno si ha il caso in cui l'attrezzo è portato rigidamente, mentre nel secondo l'attrezzo può seguire le asperità del terreno e lavorare sempre alla stessa profondità.

III.7 BILANCIO DINAMICO DEL TRATTORE

Il trattore è un mezzo atto a sviluppare potenza da utilizzare per l'azionamento delle macchine agricole operatrici sottoforma di:

- forza di trazione (o di spinta);
- coppia trasmessa a un albero ruotante;
- energia di pressione idraulica.

Per far questo ci si avvale, rispettivamente:

- del gancio (o barra) di trazione e/o dell'attacco a tre punti posteriore o anteriore;
- delle prese di potenza (posteriori o anteriori) atte a trasmettere la coppia motrice derivante dal motore a organi in movimento delle diverse macchine operatrici o agli assali motori di rimorchi;
- dell'impianto idraulico il quale - tramite il circuito di olio in pressione - è in grado di muovere opportuni martinetti che possono essere applicati al trattore stesso oppure montati sulle macchine operatrici.

Non tutta la potenza erogata del motore, tuttavia, è disponibile per le macchine operatrici. Infatti, parte di essa viene utilizzata per:

- vincere le resistenze interne degli organi di trasmissione;
- consentire al trattore di muoversi sul terreno vincendo le resistenze che incontra;
- fornire la pressione al fluido contenuto nel circuito idraulico;
- sopperire alla potenza dissipata dallo slittamento delle motrici.

Per sapere qual è la potenza disponibile per eseguire un lavoro culturale, bisogna eseguire il bilancio energetico del trattore in lavoro:

$$P_e = P_Z + P_{pto} + P_{idr} + P_R + P_S + P_{tr} + P_{acc}$$

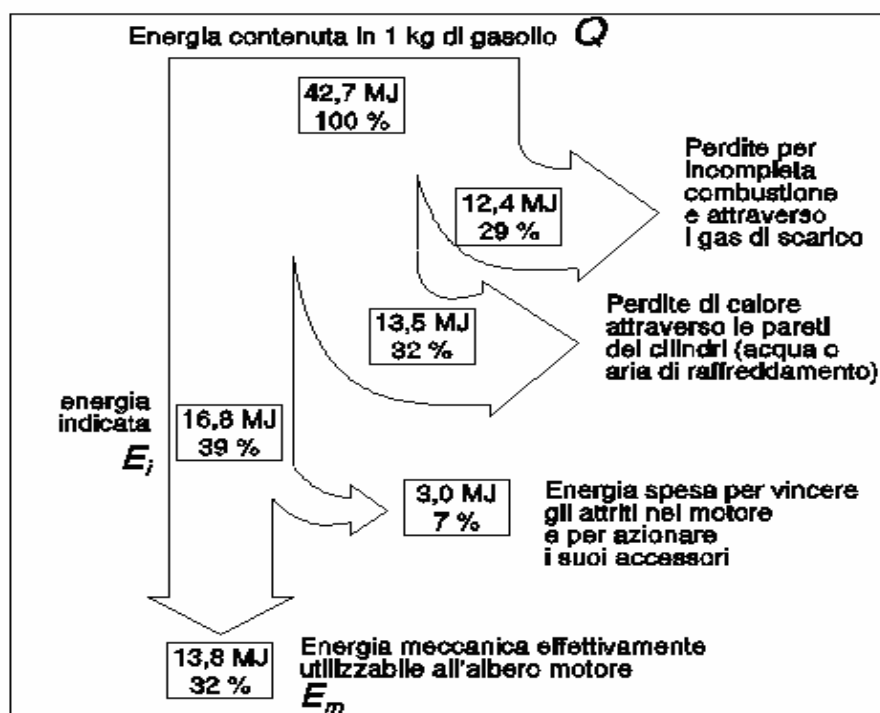
Dove:

- P_e potenza effettiva del motore, diversa dalla potenza nominale del motore;
- P_Z Potenza alla barra di trazione;
- P_{pto} Potenza alla presa di potenza;
- P_{idr} Potenza dell'impianto idraulico;
- P_R Potenza di autodislocamento;
- P_S Potenza perduta per slittamento;
- P_{tr} Potenza assorbita dalla trasmissione;
- P_{acc} Potenza assorbita dagli organi accessori del trattore, come impianto di climatizzazione e servomeccanismi.

Potenze	Perdite % rispetto alla potenza al volano
Potenza di autodislocamento	2-3% asfalto 30-35% terreni cedevoli
Potenza assorbita dalla trasmissione	7-8% meccanica 20-25% idraulica
Potenza alla pdp	5%
Potenza assorbita dall'impianto idraulico	3-4% pompa 40% con sollev in funzione
Potenza persa per slittamento	11% 4rm 4% cingoli

Tabella III.3 - Stime delle perdite di potenza

Potenza effettiva del motore



Potenza di trazione

La potenza di trazione è la potenza utilizzabile al dispositivo di trazione e serve per il lavoro di una macchina operatrice tirata dal trattore.

La potenza di trazione è valutabile dalla relazione

$$P_Z = F_Z \cdot v$$

dove F_Z è lo sforzo alla barra di trazione e v è la *velocità d'avanzamento*.

In condizione medie di aderenza, la potenza disponibile al gancio si può ritenere intorno al 50-70 % nei trattori a ruote e al 60-70% in quelli a cingoli della potenza sviluppata al volano del motore.

Lo sforzo di trazione F_Z necessario a tirare un'attrezzatura a velocità fissata d'avanzamento dipende dalla massa aderente del trattore G_a e dalle condizioni del terreno, e quindi, dal cosiddetto coefficiente di aderenza c_a . Dipende anche dalla coppia motrice al raggio della ruota motrice, dalla resistenza all'avanzamento e dalle caratteristiche dei pneumatici. Non dipende dalla potenza del motore per velocità fino a 8-10 km/h.

Si ha che:

$$F_Z \leq G_a \cdot c_a$$

Quanto più il terreno è umido o quanto meno è compatto, tanto minore è il coefficiente di aderenza, pertanto tanto più bassa è la forza di trazione esercitabile.

Detta pari a 1 la forza di trazione che un trattore a ruote può esercitare su strada pavimentata, essa scende a:

- 0,6-0,7, su strada in terra battuta;
- 0,4-0,5, su stoppie di grano o su prato;
- 0,20-0,25, su terreno umido;
- 0,15-0,20, su letto di semina.

La velocità d'avanzamento è misurata dallo spazio impiegato a percorrere una distanza nota divisa il tempo necessario a percorrerla. La velocità periferica della ruota motrice differisce dalla velocità d'avanzamento a causa dello slittamento che si verifica al contatto tra ruota e terreno. Lo slittamento s è definito:

$$s = \frac{v_0 - v}{v_0}$$

e di solito per i lavori agricoli è contenuto entro il 15%.

Potenza alla pdp

Questa potenza è utilizzabile da un dispositivo che per il suo funzionamento necessita di potenza meccanica, come per esempio fresatrici, seminatrici o rimorchi con ruote motrici.

Di solito il rendimento della trasmissione della potenza tra motore e pdp è intorno al 90-95%, dove i valori più bassi si verificano per trasmissioni di tipo idraulico.

Potenza idraulica

L'impianto idraulico del trattore fornisce potenza da una parte al sollevatore del trattore e dall'altra alle macchine operatrici ad esso collegate attraverso gli attacchi rapidi.

Potenza richiesta per l'autodislocamento

Il movimento del trattore sul suolo comporta la deformazione del terreno agrario, la deformazione dei pneumatici e l'affondamento di questi ultimi sul terreno. L'effetto è quello rappresentato da una resistenza all'avanzamento F_R proporzionale alla massa del trattore e dai trasferimenti di carico indotti dalle macchine operatrici collegate.

Potenza perduta per slittamento

A causa dello slittamento tra ruota motrice e superficie del terreno, una parte di potenza motrice teorica viene perduta:

$$P_S = (F_T \cdot v_0) \cdot s$$

Potenza assorbita dalla trasmissione

Può essere valutata se conosciamo il rendimento della trasmissione:

$$P_{tr} = P_e \cdot (1 - \eta_{tr})$$

RAPPRESENTAZIONI GRAFICHE DEL BILANCIO DINAMICO

Il bilancio energetico del trattore in lavoro può essere rappresentato graficamente mediante il diagramma sperimentale di Meyer nel quale sulle ascisse è riportata la potenza sviluppata sull'asse del motore e sulle ordinate le potenze ai vari organi del trattore:

Se non vi fossero perdite di potenza alla barra di traino giungerebbe la potenza prodotta al volano integralmente, ma la trasmissione assorbe una parte di essa, un'altra è spesa per vincere la resistenza all'avanzamento e un'altra rappresenta le perdite imputabili allo slittamento.

La potenza alla barra di trazione può essere graficata in funzione dello sforzo di trazione.

III.8 POTENZA UTILIZZABILE DALLE MACCHINE OPERATRICI

Talune macchine operatrici possono richiedere contemporaneamente potenza sotto più di una delle tre forme sopra ricordate a esempio: trazione e coppia, oppure trazione e pressione idraulica ecc.

Sulla base dell'esperienza, si può ritenere, con sufficiente approssimazione, che la potenza utilizzabile dalle varie macchine operatrici sia contenuta, mediamente, entro i valori riportati in

Tabella III.4, valori che tengono conto delle varie condizioni di lavoro su differenti terreni. Per i trattori a ruote, poi, una qualche differenza esiste fra i modelli a 2 e a 4 RM.

A parte, quindi, il caso specifico dell'azionamento di macchine operatrici a punto fisso (pompe, disilatori, molini ecc.) si può dire in sintesi che la potenza che una macchina operatrice può utilizzare risulta compresa tra minimi del 55% e massimi del 75% di quella fornita all'albero motore, dove i valori più alti si hanno - in genere - per macchine operatrici portate e con organi di lavoro azionati dalla presa di potenza.

Tipo di trattore	Potenza utilizzabile in % della potenza all'albero motore
Trattori a ruote	
M.O. azionate a punto fisso tramite p.d.p.	90-93
M.O. trainate	55-65
M.O. trainate e azionate dalla p.d.p.	60-70
M.O. portate richiedenti sola forza di trazione	60-70
M.O. portate e azionate dalla p.d.p.	65-75
M.O. portate richiedenti forza di trazione e p.d.p.	65-75
Trattori a cingoli	
M.O. trainate (anche azionate da p.d.p.)	65-75

Tabella III.4 - Valori disponibili alla pdp stimati in base all'esperienza (M.O. = macchina operatrice).

III.9 RENDIMENTO DELLA PRESA DI POTENZA

Nella configurazione classica, la trasmissione del moto dal propulsore alla pdp è realizzata con un certo numero di ingranaggi, riduttori del moto; partendo infatti dai valori

tipici del regime di rotazione di potenza massima del motore del trattore (solitamente tra 2100 e 2500 min^{-1}), tenuto conto che il rapporto di riduzione si aggira intorno a 1:4 per la più comune configurazione della pdp (a 540 min^{-1}), e a circa 1:2 per quella più moderna di 1000 min^{-1} (Figura III.11), è ragionevole pensare che non sia possibile utilizzare a tale scopo meno di due coppie di ingranaggi (in realtà, talvolta molti di più...) per trasmettere adeguatamente il moto, senza costruire cambi spropositati nell'ingombro.

Tenuto conto che, come indicazione generale: l'azionamento di ogni coppia di ingranaggi assorbe il 2 % circa della potenza motore, è ragionevole concludere che il rendimento della pdp è circa pari a 0,95-0,96.

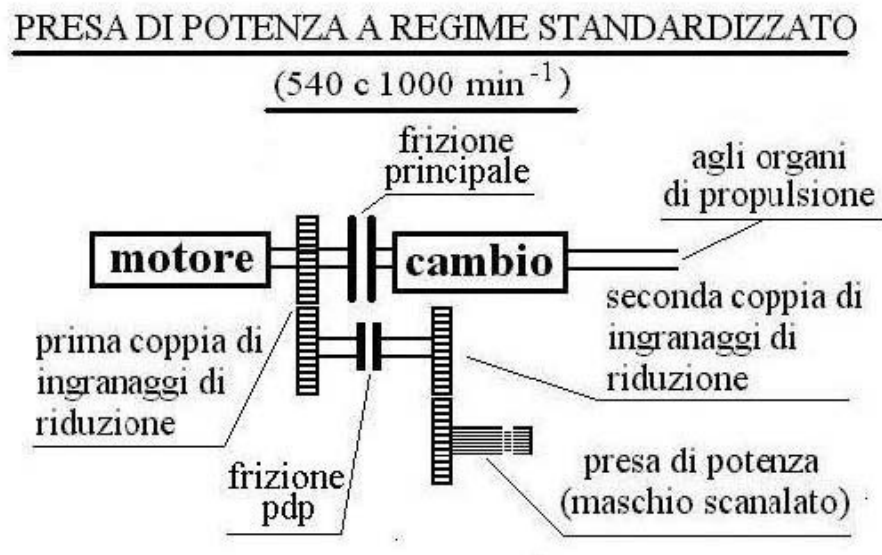


Figura III.11 - Configurazione classica della pdp a regime standardizzato. Sono sempre presenti almeno due coppie di ingranaggi di riduzione. La coppia più a valle nella catena cinematica del moto è quella che con il suo rapporto di riduzione definisce il regime normalizzato (540 o 1000 min^{-1}).

CAPITOLO IV

**PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DI UN BANCO DI PROVA
PER LA RIPARTIZIONE DELLA POTENZA**

Presso la Sezione Centrale di Monterotondo del CRA - ING. è stato ideato e costruito un banco polifunzionale per la prova dei trattori alla presa di potenza e per lo studio delle ripartizioni di potenza su un trattore agricolo a pneumatici o cingolato.

IV.1 STRUTTURA

Il banco di prova è strutturato in due sale separate, *la sala prova e la cabina di comando*, che godono di un'ottima visibilità reciproca grazie alle ampie vetrate che li rivestono entrambe. Completa la struttura una piattaforma in cemento armato su cui è posizionato il trattore in prova.

IV.1.1 SALA DI PROVA

La sala di prova è lunga 4.5 m, larga 5.5 m e alta 3.3 m (Figura IV.1). Ha una porta principale che scopre completamente il lato che accoglie il trattore, e una serie di finestre scorrevoli sugli altri lati, che oltre a svolgere la funzione di illuminazione del locale, servono a smaltire il calore sviluppato durante il funzionamento delle macchine.



Figura IV.1 - Vista esterna della sala di prova.



Figura IV.2 - Attrezzature all'interno della sala di prova.

La piattaforma in cemento armato, sul lato della porta principale, presenta due coppie di binari in acciaio (ancorati ai ferri dell'armatura), dei quali due emergenti e aventi una serie di fori passanti (Figura IV.3). Gli altri due sono non sporgono dal piano del cemento ed hanno una fessura a T al centro, destinata ad accogliere quattro piastre mobili, per il bloccaggio del trattore in prova. Quest'ultimo, se di media taglia, sarà ancorato con catene metalliche ai due binari più interni, e, se di grossa taglia, a quelli più esterni. Quando all'occorrenza verrà sospeso da terra, poggierà su martinetti idraulici in fase di realizzazione.



Figura IV.3 - Piattaforma in cemento armato del banco di prova.

All'interno della sala sono presenti diverse attrezzature (Figura IV.2):

- un freno dinamometrico a correnti parassite con potenza massima di 441.3 KW
- un motore elettrico asincrono trifase con potenza nominale di 30 KW
- Invertitore di azionamento e gestione del motore elettrico da 45 KW con resistenze di frenatura da 8 Ω
- Sensori di misura
- Un rack per il posizionamento degli alberi cardanici
- Un carter di protezione per il giunto di collegamento tra trattore e freno.
- Un monitor che visualizza i parametri significativi del banco.

Gli assi di attacco delle attrezzature sono stati progettati ad una altezza di 80 cm. Le distanze tra il profilo scanalato del motore e del freno è di 80 cm e l'albero cardanico che

realizza il collegamento, è dimensionato per una potenza massima di 40 CV, pari a quella nominale del motore. Invece la distanza tra il profilo scanalato del freno dinamometrico che guarda il trattore, e la posizione dell'attacco della PTO è variabile da un minimo di 1.40 m ad un massimo di 2.10 m pari alla lunghezza massima possibile dell'albero cardanico interposto.

IV.1.2 CABINA DI COMANDO

La cabina di comando (

Figura IV.4) ha uno spazio utile interno di circa 10 mq, un'altezza di 3 ed una superficie vetrata di 2,5 mq che dà sulla sala prove. Realizzata in muratura e rivestita con legno per creare una temperatura adatta alla strumentazione grazie ad un climatizzatore installato.



Figura IV.4 - Vista esterna ed interna della cabina di comando.

Il piano di terra è alzato di 0.3 m dal suolo per due motivi: sia per permettere un più agevole controllo visivo di quanto avviene in sala, sia per evitare il contatto diretto della cabina con il terreno e permettere un più semplice sistema di smorzamento delle vibrazioni. Il condizionamento del locale è fatto in modo da avere un totale ricambio dell'aria ogni 30 minuti con una climatizzazione controllata in modo da poter offrire il massimo comfort agli operatori, e l'ottimale funzionamento degli strumenti (da notare che la stabilizzazione di zero degli strumenti si ha dopo 10-15 minuti alla temperatura di 20 °C).

IV.1.3 FRENO DINAMOMETRICO A CORRENTI PARASSITE

Il freno ad induzione magnetica Borghi - Saveri , tipo FE-600-S (Figura IV.5), permette di provare motori con alti regimi per potenza massima di 600 CV. In alternativa, per regimi minori, le potenze dipendono dalla curva caratteristica di coppia del freno stesso.



Figura IV.5 - Freno a correnti parassite Borghi & Saveri FE-600-S.

I freni dinamometrici sono apparecchiature realizzate appositamente per consentire l'esame del comportamento meccanico dei motori con prove al banco. Mediante il loro uso è possibile misurare la potenza erogata dal motore e applicare leggi di frenatura predeterminate in modo da simulare il funzionamento del motore sotto carico.

Un freno dinamometrico si compone di cinque parti principali, osservabili nella figura seguente:

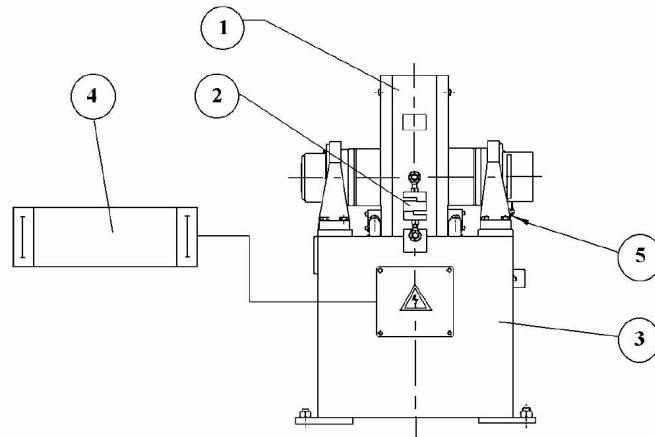


Figura IV.6 - Gli elementi principali del freno dinamometrico: 1) Corpo frenante; 2) Trasduttore di misurazione della coppia (cella di carico); 3) Basamento del freno; 4) Apparecchiatura di regolazione e visualizzazione freno; 5) Dispositivo di rilevazione giri/min (ruota fonica).

Il principio di funzionamento di questo apparecchio è basato sul concetto delle correnti parassite, o di Foucault. All'interno del corpo frenante (1) è alloggiato un rotore, formato da un albero e da un disco polare di forma stellare, che ruota fra due camere di raffreddamento integrate nel corpo frenante e sedi di un campo magnetico prodotto da una bobina eccitata in corrente continua. La rotazione del disco polare provoca una variazione nel tempo del flusso magnetico generando delle correnti parassite, o di Foucault, sullo strato di metallo che costituisce la superficie del disco polare. In accordo con la legge di Lenz, le correnti indotte circolano in modo tale da opporsi alla variazione del flusso magnetico e, di conseguenza, al movimento del rotore. Per il principio di azione e reazione, una coppia uguale e contraria a quella che realizza l'azione frenante viene a prodursi nello statore. Essa viene misurata attraverso la forza che occorre esercitare all'estremità di un braccio per trattenere il corpo frenante, altrimenti libero di ruotare(2). A tal fine viene impiegata una cella di carico che consiste in un insieme di estensimetri a resistenza uniti a formare un ponte di Wheatstone e racchiusi in una custodia metallica di protezione a tenuta stagna. La forza da misurare deforma leggermente l'elemento di misura, provocando una variazione della resistenza elettrica degli estensimetri proporzionale alla forza stessa. Dalla misura della coppia prodotta dal motore è possibile risalire, grazie alla presenza del segnale del rilevatore del numero di giri (5), alla potenza erogata. L'energia cinetica sottratta al rotore è convertita per effetto Joule in calore, il quale viene smaltito grazie all'acqua di raffreddamento. La regolazione della coppia frenante si ottiene variando con un potenziometro l'intensità della

corrente continua che percorre l'avvolgimento di campo. L'apparecchiatura elettronica di controllo (4), DCU 2000, permette di ottenere diversi andamenti della coppia frenante in funzione della velocità: si può anche tenere costante la velocità al variare del carico o viceversa. I valori di numero di giri, coppia e potenza sono visualizzati in tempo reale sul display presente nella parte anteriore dello strumento e registrati dalla scheda di acquisizione dati.

Nella tab. 1 sono riassunte la potenza nominale, i giri massimi per i quali il freno può lavorare con continuità e la coppia resistente massima. Sono indicate le coppie massime a 1000 ed a 540 giri/1' che sono le velocità di rotazione normalizzate:

Potenza di frenatura nominale		Giri massimi [giri/min]	Coppia massima [daNm]	Coppia massima a 1000 giri min. [daNm]	Coppia massima a 540 giri min. [daNm]
[KW]	[CV]				
441,3	600	5500	285	285	285

Tabella 0.1 – Dati caratteristici nominali del freno FE-600-S.

Il freno è dotato di notevole versatilità; è infatti possibile provare trattori alla presa di potenza (p.d.p.) con limitazione a 200 CV con la velocità di 540 giri/1' e fino a 400 CV circa con la velocità di 1000 giri/1'(Figura IV.7).

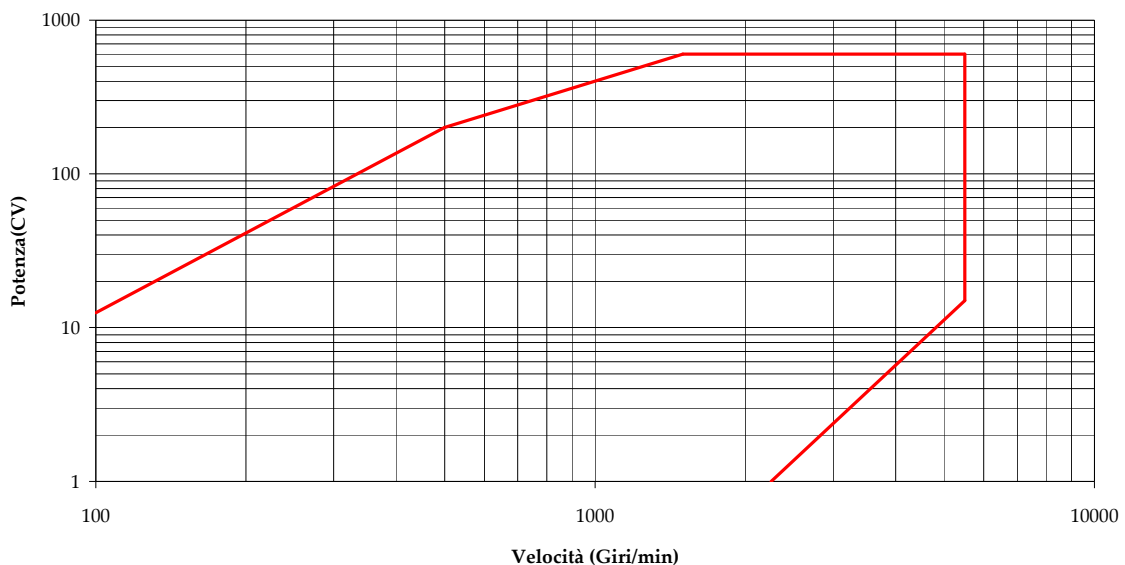


Figura IV.7 Curva caratteristica della potenza del freno su piano logaritmico.

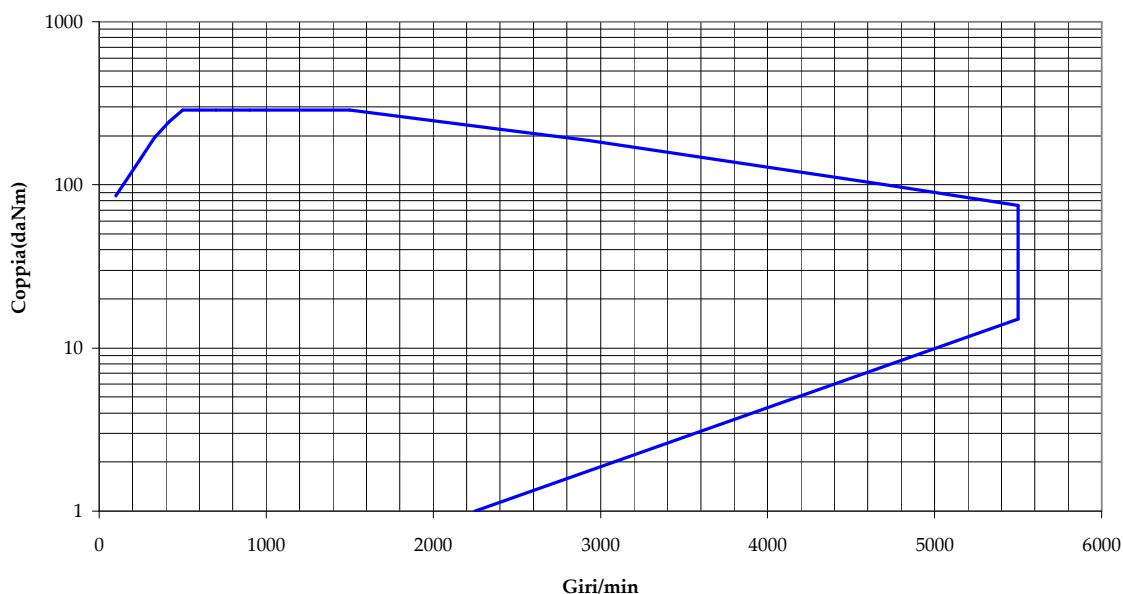


Figura IV.8 Curva caratteristica della coppia del freno.

Le curve rappresentano i limiti di utilizzo del freno, in particolare:

il primo tratto della Figura IV.7 e della Figura IV.8 indicano la potenza e la coppia massime a basso numero di giri con la massima corrente di eccitazione, il tratto orizzontale della curva caratteristica della potenza è stabilito dalla massima capacità di dissipazione termica del freno, mentre quello verticale dalla capacità di rotazione dei cuscinetti ed infine l'ultimo tratto indica la potenza minima di assorbimento del freno per vincere gli attriti interni del freno stesso con corrente di eccitazione nulla.

La presa di potenza è collegata tramite un albero cardanico, di lunghezza variabile fino ad un valore minimo del ricoprimento pari ad $1/3$ della lunghezza nominale dell'albero, ai mozzi del rotore che è costituito da giranti aventi un definito momento d'inerzia proporzionale alla sensibilità che si vuol dare al momento resistente.

Nella

Tabella IV.2 sono riportate le caratteristiche degli alberi cardanici con i disassamenti e le potenze trasmissibili:

Lunghezza albero cardanico [mm]	Giri massimi [giri/min]	Diametro flange [mm]	Disassamento [α°]	Potenza trasmissibile	
				[KW]	[CV]
485	5500	150	± 3	220	300
350	8000	100	± 4	73	100
650	3000	200	± 2	330	450

Tabella IV.2 – Caratteristiche degli alberi cardanici di collegamento tra il trattore e il freno.

Sul basamento del freno è sistemato l'alimentatore della bobina di eccitazione del freno, DES 2000, che fornisce una corrente continua proporzionale al segnale di comando, fino al valore di 10 Ampere, con 150 V di tensione ai suoi capi e proveniente dalla centralina di gestione, DCU 2000, in grado di fornire il campo magnetico necessario alla reazione della coppia resistente. Lo statore è in grado di ruotare e scaricare il momento resistente sulla superficie sensibile di una cella di carico. La coppia resistente si trasforma in calore, smaltito dal circuito di raffreddamento che avvolge completamente il gruppo statore.

L'acqua di raffreddamento è fornita da un circuito idraulico di tipo aperto. Proviene da un pozzo artificiale ad una temperatura di circa 10 °C e scarica in un canale di scolo adiacente alla sala di prova. La portata dell'impianto di raffreddamento prevista per la massima potenza del freno è di 313 l/1', ma in caso di esecuzione di prove per le quali non viene raggiunta la potenza di 441,3 KW, è vantaggioso ridurre la portata dell'acqua dell'impianto.

La strumentazione di controllo in remoto è composta da un rack contenente la circuiteria ed i visualizzatori in tempo reale per coppia e giri nonché tutte le spie di controllo (fra cui temperatura e pressione dell'acqua di raffreddamento) e gli interruttori di accensione e commutazione per la scelta delle varie curve a disposizione dell'operatore.

I sensori installati sul freno rilevano:

- Temperatura dell'acqua all'uscita dal freno attraverso termoresistenza allo scarico;
- Pressione dell'impianto di raffreddamento attraverso pressostato sulla tubatura di scarico;
- Forza frenante attraverso cella di carico con portata di 3000 lbf (13334,66 N);
- Numero di giri mediante ruota fonica a 60 denti.

IV.1.4 MOTORE ASINCRONO TRIFASE E CONVERTITORE STATICO DI FREQUENZA

Il motore elettrico ad induzione della Flektrim di Bugginasco (MI) ha una potenza nominale di 30 KW e caratteristiche riportate in

Tabella IV.3. E' fissato tramite bullonatura su un telaio in profilato d'acciaio (Figura IV.9). Il collegamento con il freno dinamometrico avviene per mezzo di un albero cardanico dimensionato per la potenza nominale del motore.

Tipo	Potenza nominale [KW]	Giri [giri/min]	Alimentazione		Isolamento
			[V]	[A]	
SCF 225 M6	30	980	220/380	98.5/57	Classe B

Tabella IV.3 - Dati caratteristici nominali del motore elettrico.



Figura IV.9 - Motore elettrico trifase posizionato su telaio in acciaio e collegato tramite albero cardanico al freno dinamometrico.

Il funzionamento del motore asincrono si basa sulla presenza di un *campo magnetico rotante* generato dagli avvolgimenti statorici percorsi dalla terna di correnti alternate trifasi. Per la legge di Lenz, gli avvolgimenti del rotore sono sede di una forza elettromotrice indotta che genera una corrente la cui tendenza è quella di annullare il disturbo che l'ha prodotta. Poiché un conduttore percorso da corrente che si muova in un campo di induzione magnetica è soggetto a una forza ($F=I*B*L$), il rotore risente di forze che generano una coppia che lo mette in rotazione. Se sull'asse del rotore è applicata una coppia resistente, il rotore si metterà in equilibrio con tale carico; se invece quest'ultimo non avrà alcun carico applicato, la sua velocità di rotazione non potrà mai raggiungere quella di sincronismo (n_s) a causa delle coppie resistenti dovute agli attriti e alla ventilazione. È importante sottolineare che la presenza di coppia motrice è subordinata a quella di moto relativo del campo rotante rispetto al rotore, che definisce lo scorrimento del motore:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s}$$

dove n_s è la velocità di sincronismo, definita dalla frequenza della corrente di alimentazione e dal numero di poli degli avvolgimenti statorici ($n_s = \frac{f \cdot 60}{p}$), mentre n è la velocità di rotazione del rotore.

I valori dello scorrimento forniscono un modo comodo e semplice per caratterizzare qualsiasi condizione di funzionamento del motore: il *motore* ha valori di scorrimento variabili tra 0 (rotore che si muove alla velocità di sincronismo con l'aiuto di una coppia esterna) e 1 (rotore fermo); il funzionamento come *generatore* si ha quando $s < 0$, ma maggiore di un determinato valore. Al di fuori di questi intervalli, il funzionamento del motore è quello di un *freno elettrico*, cioè che esercita una coppia contraria a quella del moto, sia nel caso in cui il rotore si muova in senso opposto a quello del campo rotante ($n < 0$), sia nel caso in cui lo stesso raggiunga e superi la velocità di sincronismo ($n > n_s$).

Il motore asincrono trifase, alimentato con tensione e frequenza costanti, è un motore a velocità praticamente fissa perché lo scorrimento ai carichi normali è sempre molto piccolo. L'avviamento e la regolazione del numero di giri e della coppia del motore è resa possibile attraverso un convertitore statico di frequenza, marca Siemens serie Micromaster 440,

controllato da microprocessori ed avente come elementi di commutazione transistor bipolari a gate isolato (IGBT) (Figura IV.10).



Figura IV.10 - Vista del convertitore statico di frequenza Siemens Micromaster 440.

Infatti la regolazione della velocità può essere realizzata variando la frequenza della tensione di alimentazione dal momento che la velocità di rotazione del campo rotante varia proporzionalmente alla frequenza stessa: tale azionamento permette di passare da un segnale a frequenza A ad uno avente frequenza B. Normalmente la frequenza A è pari a 50 Hz, mentre la frequenza B viene variata entro il range 0÷650 Hz. Contemporaneamente alla variazione di frequenza si esegue anche una variazione di tensione, partendo da valori prossimi allo zero (a frequenza zero) si raggiunge la tensione nominale del motore alla sua frequenza nominale, dopo di che si aumenta solo la frequenza. È anche tenuta sotto controllo la potenza elettrica alternata di cui il motore ha strettamente bisogno.

Nella modalità rigenerativa del motore, l'energia cinetica del rotore è convertita in energia elettrica e viene reimmessa nel circuito intermedio tra motore e invertitore. Questo comporta un aumento della tensione nel circuito intermedio e al raggiungimento della soglia massima l'invertitore si disinserisce con un messaggio di allarme. Il disinserimento è evitato impiegando la frenatura a resistenza, la quale richiede l'installazione di una o più resistenze di frenatura esterne (Figura IV.11).

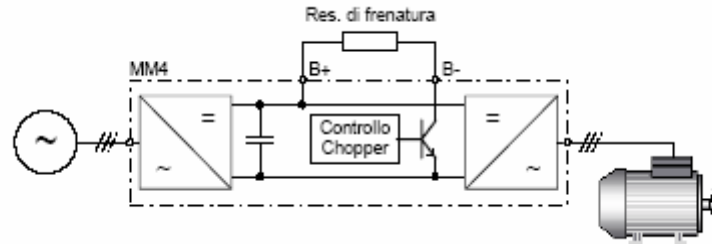


Figura IV.11 - Schema di principio del collegamento della resistenza di frenatura.

Se la potenza continua e/o il ciclo di carico sono troppo elevati per una resistenza, è possibile quadruplicarla con 4 resistenze da 4 Ω ciascuna che formano un circuito a ponte (

Figura IV.12). Utilizzando il circuito a ponte si devono collegare in serie e quindi inserire nella catena di protezione allarmi gli interruttori di sovra-temperatura delle resistenze; in tal modo è garantito che in caso di surriscaldamento di una resistenza l'inverter si disinserisca.

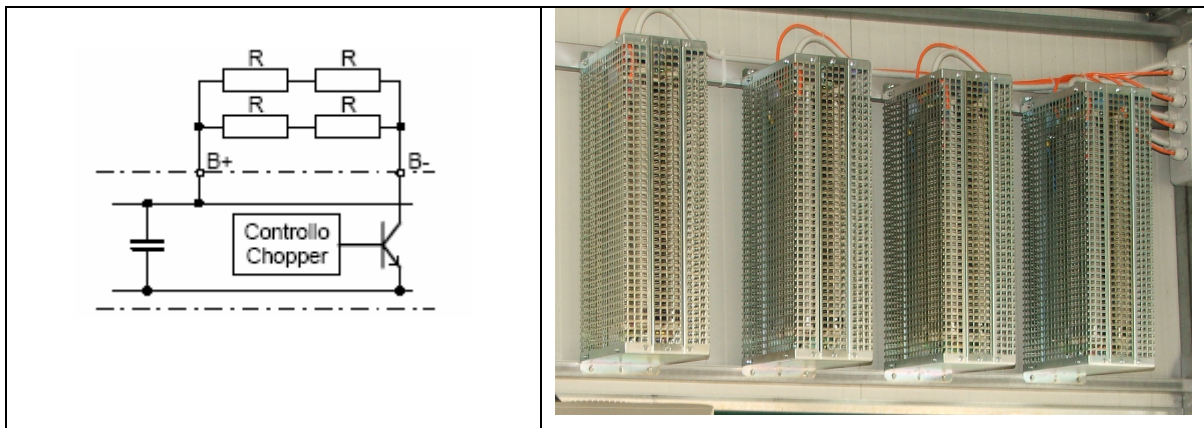


Figura IV.12 - Collegamento delle resistenze di frenatura e loro sistemazione all'interno della sala di prova.

IV.1.5 MISURATORE DI CONSUMO DI CARBURANTE

Per la misura dei consumi di carburante del trattore in prova è stata allestita una cabina con telaio in acciaio e rivestimento in lastre di policarbonato, su un lato della piattaforma esterna (

Figura IV.13).



Figura IV.13 - Cabina del misuratore di consumo del carburante.

Il sistema di misura ponderale del carburante (Figura IV.14) è installato su un appoggio con piedi regolabili in altezza ed è costituito da un contenitore cilindrico graduato della capacità di 2000 ml, con diametro di 80 mm ed altezza 400 mm, montato su una cella di carico con portata di 2 Kg.

Il carburante, prelevato dal serbatoio del trattore o da un serbatoio ausiliario esterno, tramite un tubo e una pompa perviene al contenitore di misura; da qui è aspirato direttamente dalla pompa di alimentazione del trattore. L'eccesso di carburante (non richiesto dalla regolazione del trattore in quel momento) proveniente dai recuperi della pompa di iniezione e degli iniettori è riportato tramite un terzo tubo ad un contenitore di degassificazione e da questo al contenitore di misura. L'interposizione del degassificatore è necessaria per smaltire eventuali bolle di aria presenti nel gasolio di recupero in quanto la presenza di aria miscelata al carburante causerebbe un funzionamento anomalo oltre che la diminuzione del rendimento del motore.

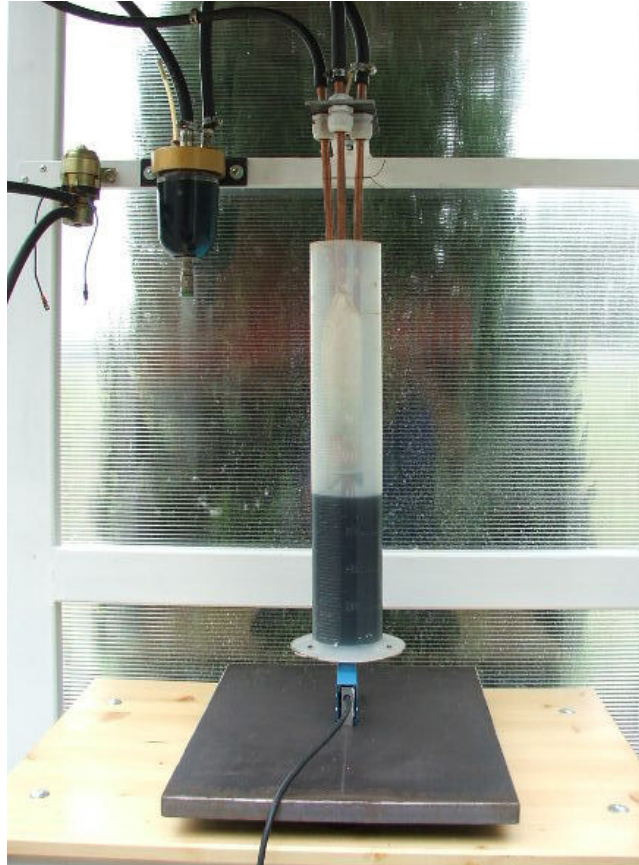


Figura IV.14 - Sistema ponderale per il consumo di gasolio

IV.3 STRUMENTAZIONE E SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI

Per gestire lo svolgimento della prova e per raccogliere i dati sperimentali, sono necessarie delle strumentazioni che rilevano i dati caratteristici di funzionamento delle macchine e permettono sia la lettura diretta dei parametri principali sia l'acquisizione ed elaborazione degli stessi per mezzo di un sistema gestito dal computer (Figura IV.15).

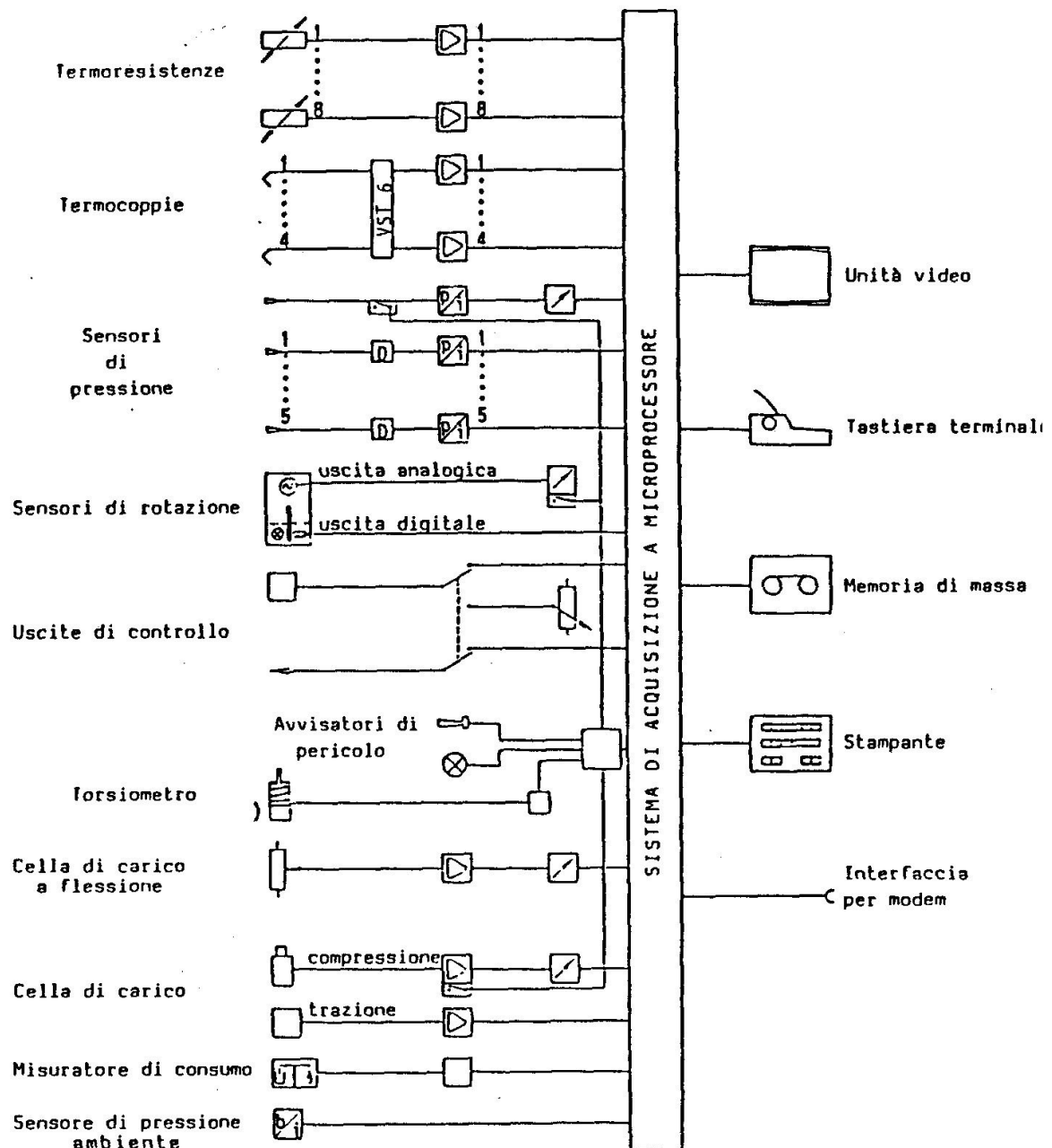
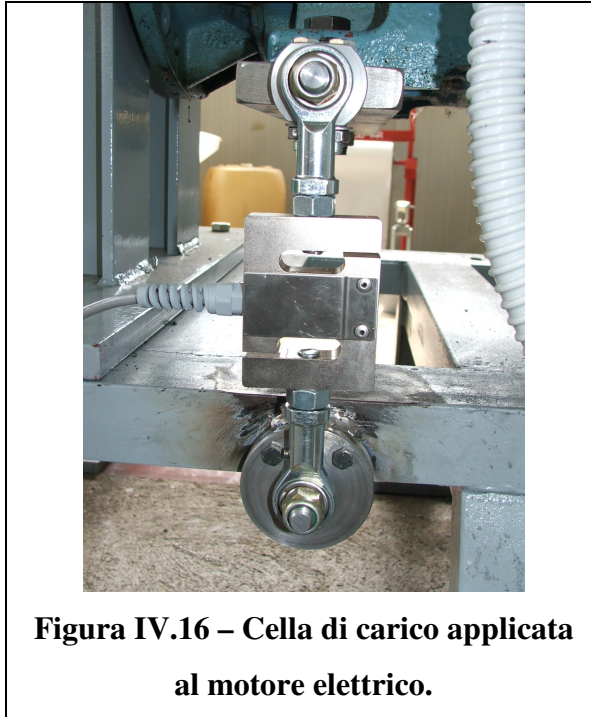


Figura IV.15 - Sistema computerizzato per rilievi delle caratteristiche funzionali di un trattore.

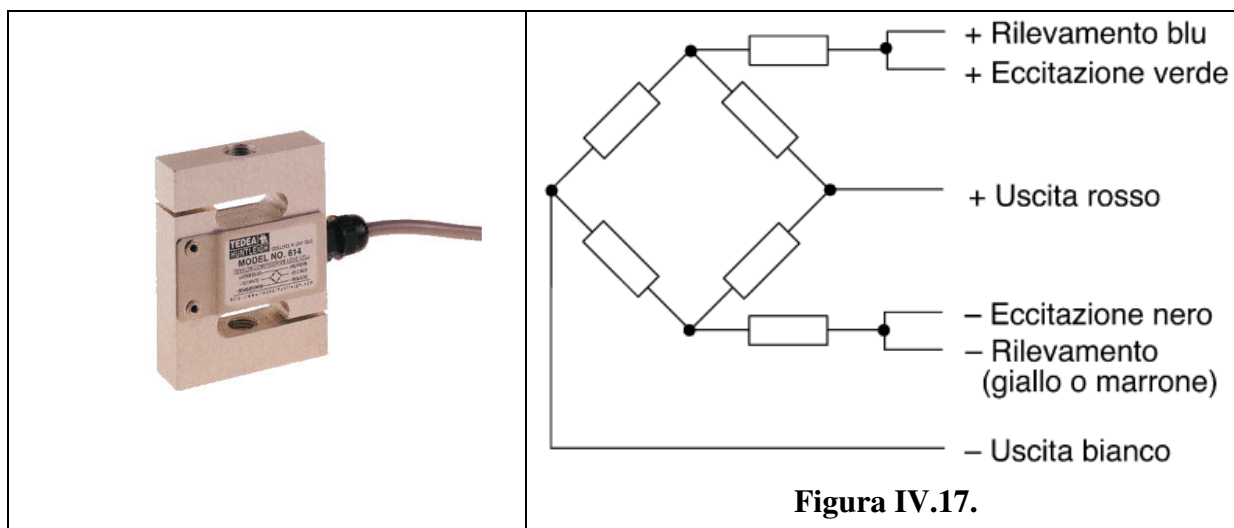
La cella di carico applicata al motore elettrico è il tipo 615 ad S della TEDEA HUNTLEIGH (Gran Bretagna), realizzata in lega d'acciaio e placcata in Ni (Figura IV.16), è fissata attraverso due viti M12 x 1.75 (specifiche tecniche riportate in tabella 5).



Carico nominale o portata [Kg]	300
Uscita nominale [mV/V]	$2.0 \pm 10\%$
Errore totale [$\pm\%$ dell'uscita nominale]	0.05
Intervallo di temperatura operativo [$^{\circ}\text{C}$]	$-30 \div +70$
Intervallo di temperatura compensato [$^{\circ}\text{C}$]	$-10 \div +45$
Max sovraccarico di sicurezza [% della capacità nominale]	150
Eccitazione raccomandata [V]	10
Impedenza in ingresso [Ω]	400 ± 20
Impedenza in uscita [Ω]	350 ± 3
Deflessione a carico nominale [mm]	< 0.4
Peso [Kg]	0.58

Tabella IV.4 Dati caratteristici della cella di carico T&H 615.

Il suo collegamento elettrico è realizzato attraverso l'uso di cavo a 6 conduttori, dei quali due per la lettura dell'uscita, due per l'alimentazione del ponte (verde e nero) e due per il rilevamento del segnale di eccitazione. La cella di carico integra al suo interno sulle due linee di alimentazione delle resistenze per la compensazione termica.



La cella di carico del misuratore di consumo ponderale del carburante è progettata per lavorare in compressione. Essa è fissata attraverso viti M6 x 1 lunghe 10 mm ad una piastra in acciaio che fornisce un idoneo appoggio.



Figura IV.18 - La cella di carico T&H del misuratore di consumo di carburante.

I suoi dati caratteristici sono riportati nella tabella seguente:

Carico nominale o portata [Kg]	2
Uscita a carico nominale nominale [mV/V]	$2.0 \pm 10\%$
Errore totale [$\pm\%$ dell'uscita nominale]	0.05
Intervallo di temperatura operativo [$^{\circ}\text{C}$]	-30 +70
Intervallo di temperatura compensato [$^{\circ}\text{C}$]	-10 +50
Max sovraccarico di sicurezza [% della capacità nominale]	150
Eccitazione raccomandata [V]	10
Impedenza in ingresso [Ω]	415 ± 15
Impedenza in uscita [Ω]	350 ± 3
Deflessione a carico nominale [mm]	0.5
Peso [Kg]	0.38

Tabella IV.5 Dati caratteristici della cella di carico T&H di portata 2 kg.

Nella cabina di comando sono state installate le strumentazioni per il comando del freno e del motore elettrico, e per la visualizzazione dei seguenti parametri: coppia, giri e

temperatura e pressione provenienti dal freno dinamometrico e coppia erogata dal motore elettrico.

Tutti i segnali da tenere sotto controllo e da registrare sono indirizzati al sistema di acquisizione dati. Esso è costituito dall'interfaccia esterna, *front end*, che provvede al richiesto condizionamento (amplificazione, attenuazione, filtraggio, isolamento elettrico):

- del segnale di tensione della cella di carico del sistema per il rilievo del consumo ponderale, variabile tra 0 e 10 V,
- del segnale della cella di carico del motore elettrico ed el freno dinamometrico, variabili tra -10 e + 10 V;
- del segnale delle termoresistenze Pt 100 e della termocoppia tipo K dei fumi di scarico proveniente dal trattore, variabile tra 2 e 10 V;
- dei segnale TTL (0-5 V) del numero di giri e del consumo volumetrico;
- del segnale che rileva la pressione atmosferica, variabile tra 0 e +10 V.

Le temperature di funzionamento del trattore in prova (olio del motore, fluido di raffreddamento del motore, combustibile, aria d'aspirazione), vengono selezionate tramite multiplexer.

L'unità di controllo del freno, DCU 2000, può comandare in locale o in remoto, secondo la posizione di un deviatore scelta dall'operatore, il convertitore statico di frequenza con un segnale variabile tra 0 e +10 V. Il DCU 2000 comanda l'alimentatore del freno dinamometrico, DES 2000, con un segnale di tensione variabile tra 0 e 10 V, mentre riceve, per poi visualizzarli, il segnale della coppia frenante proveniente dalla cella di carico, del rilevatore del numero di giri posto ad una distanza fissa di 0.7 mm dalla ruota fonica, della temperatura in uscita dall'impianto di raffreddamento e della presenza di pressione nell'impianto di raffreddamento.

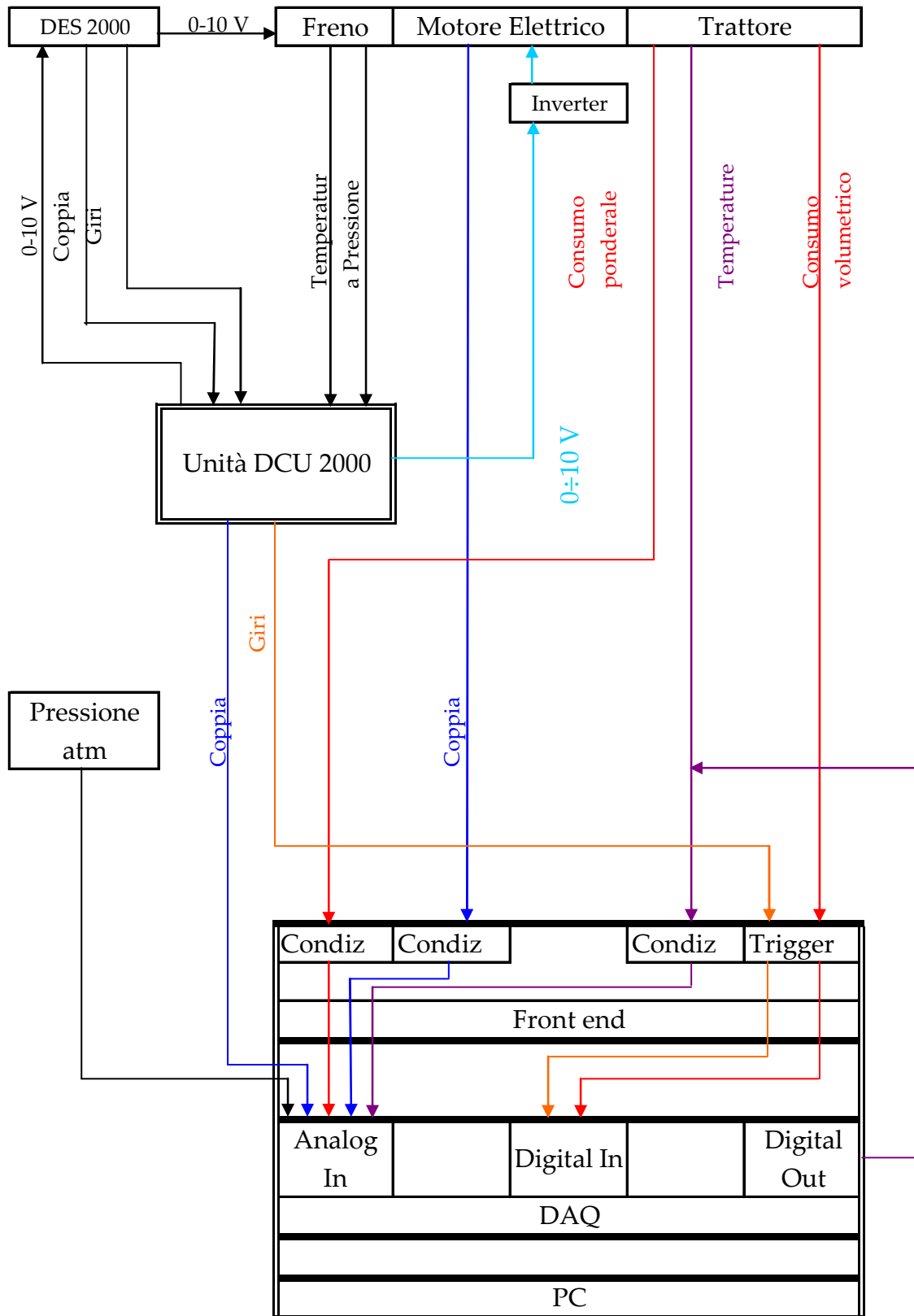


Figura IV.19 - Schema a blocchi illustrante il funzionamento del sistema di acquisizione dati.

La scheda di acquisizione dati utilizzata nel sistema è il modello 6024E della National Instruments che presenta le seguenti specifiche tecniche:

- Bus PCI
- 16 canali analogici ingresso in tensione da -10÷+10 V, risoluzione 12 bit;
- 2 uscite analogiche da ± 10 V, risoluzione 12 bit;
- 2 canali digitali ingresso TTL configurabili come contatori o frequenzimetri, risoluzione 24 bit;
- 8 linee digitali I/O;

Il convertitore analogico digitale ha velocità di campionamento di 200 KSamples/s, un multiplexer che gestisce la selezione dei 16 ingressi analogici e un circuito di regolazione del guadagno. In questo modo si ottengono le risoluzioni specificate di seguito:

Tensione d'ingresso	Guadagno	Risoluzione
-10 to +10 V	0.5	4.88 mV
-5 to +5 V	1	2.44 mV
-500 to +500 mV	10	244 μ V
-50 to +50 mV	100	24.4 μ V

Tabella IV.6 - Risoluzioni della scheda di acquisizione dati NI 6024E.

Le porte digitali sono 8 e possono essere configurate come ingresso o uscita tramite software; nel nostro caso quattro di queste sono utilizzate come uscite per pilotare il multiplexer delle sonde di temperatura.

Il sistema a microprocessore (PC) che alloggia la scheda di acquisizione è così configurato:

- CPU INTEL classe Pentium;
- 1 hard Disk da 5 GB, memoria RAM 128 MB;
- 1 porta parallela centronics e 2 porte seriali RS232;
- 2 porte USB ed 1 porta Ethernet 10/100 Mb/s;
- sistema operativo Microsoft Windows 98;
- display 17" SVGA, risoluzione 800 X 600;
- tastiera e mouse.

IV.4 TARATURA DEL SISTEMA

Le operazioni di taratura da eseguire periodicamente, dopo un periodo di inattività del banco di prova riguardano:

- Cella di carico del freno dinamometrico
- Cella di carico del motore elettrico
- Misuratore di consumo del carburante
- Termoresistenze Pt 100
- Termocoppia tipo K

La taratura delle celle di carico avviene applicando delle masse di valore noto su bracci di controllo di lunghezze note, che sono:

- mm 1529.6 per il freno
- mm 1000 per il motore elettrico

In entrambi i casi si eseguono delle verifiche con diversi valori dei carichi.

Il misuratore di consumo esegue misure di peso di carburante attraverso una cella di carico e per questo la sua taratura si esegue applicando delle masse di valore noto su di essa.

IV.5 PROGRAMMA DI GESTIONE ED ELABORAZIONE DATI

Il programma di gestione è stato realizzato per il sistema operativo Microsoft Windows 98, utilizzando l'ambiente di sviluppo Microsoft Visual Basic, versione 6, e le librerie fornite dalla National Instruments per la relativa scheda di acquisizione dati.

L'applicativo è stato sviluppato sulla base delle necessità di acquisizione e controllo dei dati nel corso delle prove, e consente una elevata flessibilità nell'acquisizione ed una facile gestione dei parametri operativi, come la configurazione della sessione di acquisizione e la taratura dei sensori.

All'apertura, il programma di gestione rende subito disponibile una finestra di selezione delle configurazioni memorizzate, dalla quale è possibile modificare le proprietà di acquisizione dei vari canali, siano essi analogici, contatori o temperature, nonché di alcuni canali "virtuali", che permettono la visualizzazione di grandezze derivate, come la potenza

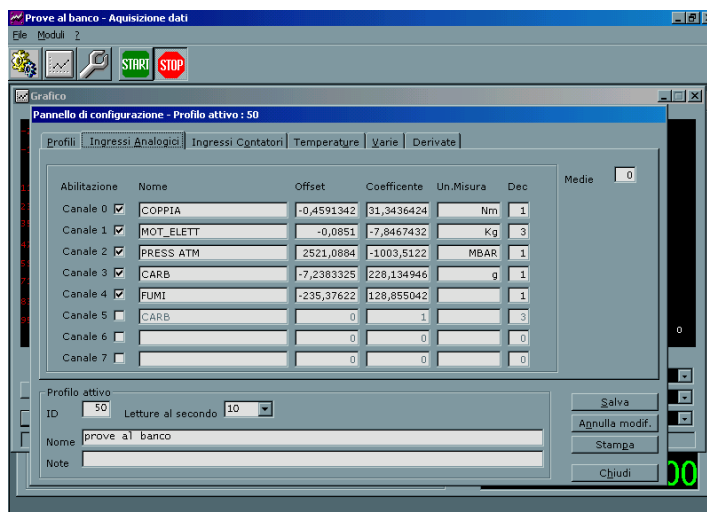


Figura IV.20 - Pannello di configurazione delle acquisizioni.

Una volta chiusa la finestra di configurazione, è possibile aprire la finestra di controllo dell'acquisizione dati (Figura IV.21), che permette la visualizzazione contemporanea di nove grandezze acquisite e del numero di letture memorizzate, e contiene i comandi d'inizio e fine acquisizione, per il salvataggio dei dati su file e per la taratura dei singoli canali. Quest'ultima caratteristica è stata ottimizzata per rendere la procedura più agevole, in quanto permette, con la sola acquisizione di due punti noti, lo sviluppo dei parametri da applicare al sistema per avere letture corrette.



Figura IV.21 - Schermata delle grandezze rilevate dai sensori.

Infine il programma consente una rappresentazione grafica dei dati acquisiti (Figura IV.22), tramite l'apposita finestra che permette la visualizzazione contemporanea di sei delle grandezze acquisite.

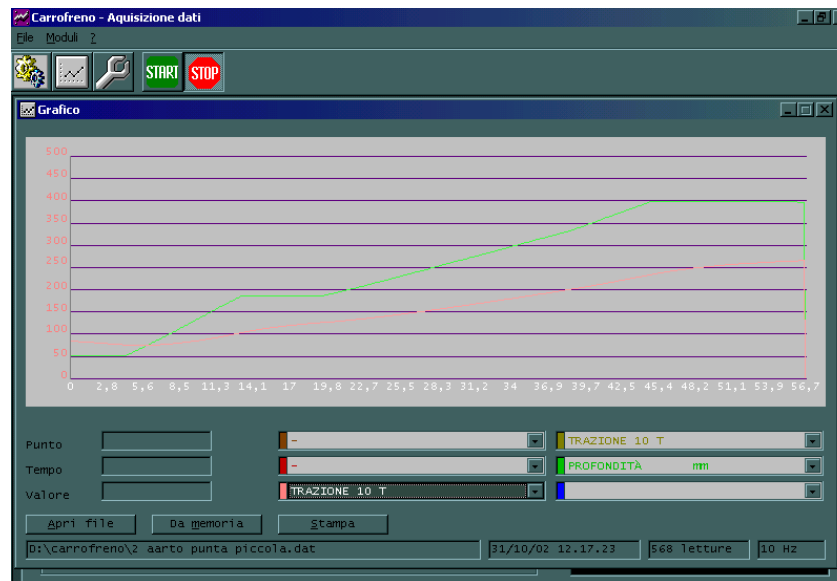


Figura IV.22 - Rappresentazione grafica delle grandezze acquisite.

Oltre a consentire la gestione remota, il sistema permette il controllo, in tempo reale, dei dati della prova in corso. Ciò è particolarmente utile per controllare l'andamento dei parametri più delicati, come quelli rilevati dalla cella di carico del freno dinamometrico e del motore elettrico e dal misuratore di consumo; qualora si rendano necessari, gli interventi possono essere effettuati più tempestivamente (blocco e ripetizione della prova in caso di anomalie).

IV.6 PROPRIETÀ METROLOGICHE DEL BANCO DI PROVA

Tutti i sensori del banco di prova sono tali da fornire in uscita delle misure la cui incertezza è in linea con i limiti stabiliti nei codici di prova OECD dei trattori agricoli:

- ± 0,5% per le velocità di rotazione;
- ± 0,2 s per i tempi;
- ± 0,5% per le distanze;
- ± 1% per le forze;
- ± 0,5% per le masse;
- ± 0,2 kPa per la pressione atmosferica;
- ± 5,0% per la pressione dei pneumatici;
- ± 2,0% per la pressione dei sistemi idraulici;
- ± 2,0°C per le temperature dei fluidi;
- ± 0,5°C per i termometri di rilievo dell'umidità tra il bulbo asciutto ed il bulbo bagnato.

Capitolo V

**SISTEMA PER INDIVIDUARE LA POTENZA DI
AUTODISLOCAMENTO DI UN TRATTORE**

Il CRA – ING, allora ISMA, ha realizzato un'attrezzatura (Figura V.1), adattata da un mezzo militare, in grado di fornire un carico traente o resistente durante le prove di trattori per valutare la loro resistenza all'avanzamento in campo durante le lavorazioni oppure su strada durante i trasferimenti o i trasporti.



Figura V.1 - Carro freno per prove di autodislocamento in campo e su strada dei trattori agricoli.

V.1 SENSORI PER IL RILIEVO DEI PRINCIPALI PARAMETRI OPERATIVI

Ai fini del rilievo delle caratteristiche operative è necessaria la strumentazione appropriata. Questa deve rilevare una serie di grandezze fisiche relative alla prova da eseguire. Il sistema, una volta montato, deve funzionare autonomamente ed è collocato parte in cabina (controllo e interfacciamento con l'operatore), parte sulle componenti da esaminare e parte sulla struttura (strumentazione e cablaggio). Visto che le prove si effettuano sia in

pista sia in campo, con presenza di polveri, umidità, impurità e vibrazioni, è necessario che tutte le attrezzature siano sufficientemente affidabili e robuste.

I sensori si scelgono in funzione di due parametri fondamentali:

1. il tipo di dato da rilevare;
2. la precisione richiesta per la misura.

Tutta la strumentazione deve verificare alcune specifiche indispensabili per un corretto funzionamento e una facile manovrabilità e lettura, mentre il carro-prova è in movimento sulla pista e sul terreno. Inoltre poiché sul carro si raggiungono temperature molto rigide d'inverno e abbastanza elevate d'estate, tutti gli strumenti devono essere capaci di rispondere in maniera lineare a tali variazioni.

Si esaminano di seguito, uno per volta, i parametri richiesti nella conduzione delle prove e le soluzioni adottate per il loro rilievo.

V.1.1 SLITTAMENTO DELLE RUOTE MOTRICI

Durante il normale utilizzo di un trattore agricolo (ad esempio in fase di aratura) la coppia trasmessa dalle ruote motrici permette di ottenere al gancio di traino uno sforzo di trazione e superando il limite di aderenza tra pneumatico e terreno le ruote tendono a slittare. Lo slittamento determina una riduzione della velocità di avanzamento in lavoro (v) del trattore, poiché tale velocità è minore di quella periferica delle ruote motrici (v_0) vi è quindi una dissipazione di energia che riduce il rendimento di trazione.

In assenza di slittamento le due velocità sono uguali tra loro ($v_0 = v$). Lo slittamento percentuale si può calcolare come il rapporto tra la differenza di queste velocità e la velocità periferica v_0 :

$$S = \frac{v_0 - v}{v_0} \times 100$$

oppure in base al numero di giri (n) che le ruote motrici effettuano in lavoro su una base misurata ed il numero di giri (n_0) che le ruote realizzano a vuoto sullo stesso percorso:

$$S = \frac{n - n_0}{n} \times 100.$$

I trattori gommati presentano durante il lavoro, specie in aratura, che è l'operazione che richiede i più elevati sforzi di trazione, slittamenti percentuali elevati (20-40%), mentre

con i trattori a cingoli si hanno valori molto ridotti (5-15%). In genere le ruote motrici di un trattore (vista la presenza del differenziale) presentano valori di slittamento diversi; in questo caso si considera lo slittamento medio come la media aritmetica degli slittamenti delle singole ruote motrici. Le prove O.E.C.D. vengono invece effettuate con il blocco del differenziale inserito per evitare valori anomali.

Per il calcolo dello slittamento nel corso delle prove di trazione di un trattore gommato su pista, è attualmente adottato il sistema della media finale che è calcolata sulla base di prova tramite il rapporto tra la misura dei giri effettuati dalle ruote motrici e lo spazio percorso.

E' allo studio un sistema di rilievo del valore dello slittamento tramite il rapporto tra i giri delle ruote motrici e lo spostamento effettivo rilevato con un *radar*: la lettura è istantanea e può essere effettuata durante la prova stessa permettendo una valutazione immediata della potenza erogata alle ruote dal mezzo in prova, in relazione allo slittamento.

Per il calcolo del numero dei giri delle ruote motrici del trattore si utilizza un encoder montato tramite un raccordo sull'asse della ruota stessa (

Figura V.2); per il rilevamento dello spazio effettivamente percorso si utilizza una ruota tachimetrica equipaggiata con un encoder o la base misurata della prova (normalmente 50 o 100 metri) o un dispositivo ottico che è in grado di rilevare il movimento del mezzo tramite l'analisi del suolo in relazione allo spostamento.

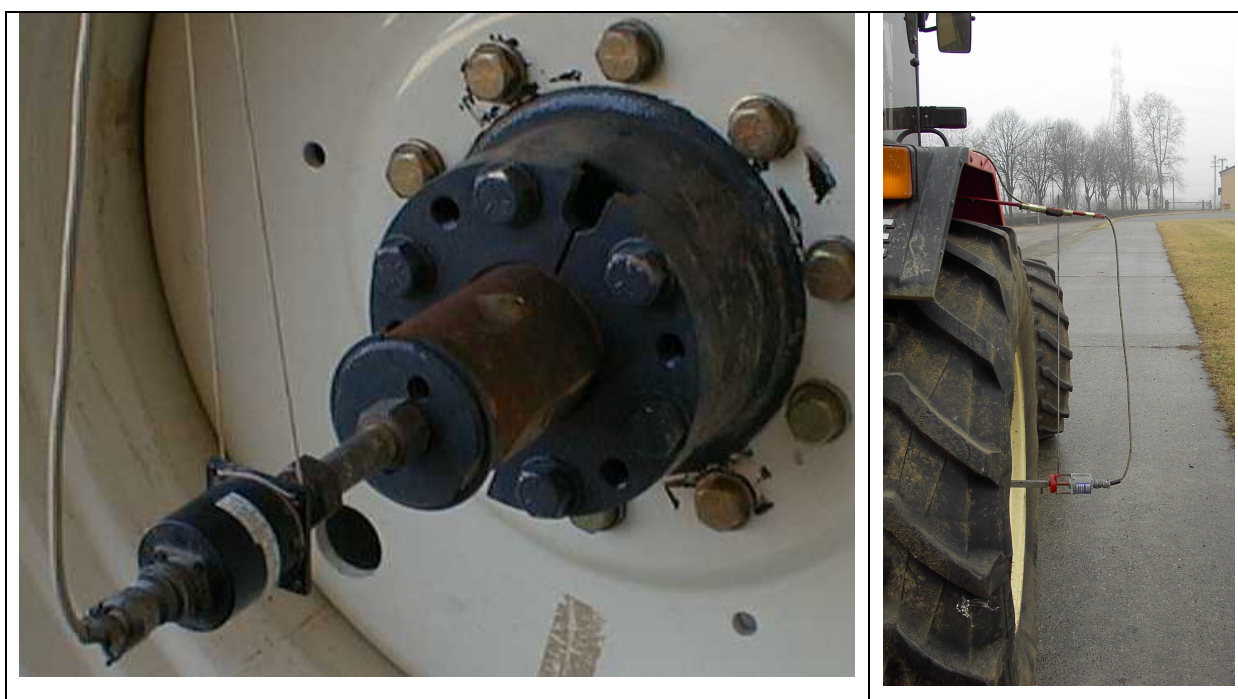


Figura V.2 - Encoder montato su un trattore in prova.

V.1.2 VELOCITÀ DI AVANZAMENTO

Il rilievo della velocità di avanzamento può essere calcolato come media finale tramite il tempo impiegato a percorrere la base di prova misurata o istantaneamente, tramite la stessa metodologia utilizzata per la misura dello slittamento. Infatti in questo caso si può utilizzare un encoder che oltre ad avere il compito di fornire gli impulsi per il calcolo del rapporto spazio tempo è destinato anche alla misura dello spazio percorso dalla macchina. Tale encoder è montato con rapporto 1:1 direttamente su una ruota da bicicletta a 28" che percorre 2145 mm ogni giro (Figura V.3). Essendo 100 gli impulsi per ogni giro si ha che la precisione è di 21.45mm. Si è pensato di svincolarsi dalle basi misurate con paline o con sistemi a fotocellula introducendo il blocco della prova, opzionalmente, su una base di tempo o di spazi con apposito contraves programmabile per 999 secondi o per massimo 999min.



Figura V.3 - Ruota per il calcolo della velocità e dello spazio percorso.

Nella strumentazione è anche stato inserito un orologio con funzioni completamente indipendenti che permettono di vedere sul display: secondi, minuti ed ore; questo orologio serve soprattutto per visualizzare il tempo di attività del carro anche per poter quantificare le reali ore di impiego. L'incremento è ogni secondo e può contare di continuo fino a 99 ore. È utile sottolineare che i pulsanti di start (inizio prova) e stop (fine prova) comandano sia il blocco di tutta la strumentazione sia il sistema di calcolo delle medie con la successiva apparizione del valore V medio tra quelli acquisiti nel tempo t , o nello spazio s di prova. Il selettore automatico di stop su tempo o spazio ha anch'esso le stesse caratteristiche del comando manuale. Il valore di V (velocità di avanzamento) è codificato in segnale 0-10 V e inviato al registratore.

V.1.3 SFORZI DI TRAZIONE

La valutazione delle prestazioni di trazione alla barra di traino di un trattore gommato su pista e della forza di trazione media richiesta da una macchina operatrice agricola in fase di lavoro, è affidata a celle di carico monoassiali, di tipo estensimetrico, montate in appositi supporti. Nel primo caso, viene utilizzata una cella di carico con fondo scala di 19.620 daN installata sul carro-freno in posizione anteriore, mentre per i rilievi di trazione in campo per la valutazione dell'autodislocamento la cella di carico, con fondo scala di 9.810 daN, è installata in posizione posteriore.

La progettazione in una struttura di contenimento, permette alle celle di essere sottoposte alla sola componente secondo la linea di trazione e di prevenire, quindi, le sollecitazioni trasversali che produrrebbero errori nelle letture dei valori (Figura V.4). Sono costituite da un classico strain gauge a ponte alimentato dal sistema di acquisizione dati, mentre l'uscita (di tipo analogico in tensione) è inviata ad un ingresso dello stesso sistema di acquisizione.

La strumentazione acquisisce dati ogni 100 millisecondi, li memorizza e può fornire la visualizzazione o dei valori istantanei o la media degli ultimi valori letti, permettendo di stabilizzare le continue oscillazioni del carico al gancio dovute alle differenze di aderenza nei vari punti della pista.



Figura V.4 - Cella di carico e struttura di supporto.

Per quanto riguarda invece le prove di verifica su pista di efficienza dell'impianto frenante di un trattore gommato, viene utilizzata una cella di carico con fondo scala di 196 daN, applicata direttamente sul pedale del freno di servizio. Anche in questo caso il dispositivo è costituito da uno strain gauge a ponte alimentato dal sistema di acquisizione dati, mentre l'uscita (di tipo analogico in tensione) è inviata ad un ingresso analogico dello stesso sistema di acquisizione. I dati rilevati nel tratto di pista compresa tra l'inizio della frenata ed il punto di arresto della macchina, consentono il rilievo dello spazio di arresto e della velocità di inizio frenatura, in funzione del carico sul pedale, e quindi del valore medio di decelerazione, che rappresenta il parametro con il quale è possibile valutare l'efficienza del sistema frenante nel suo complesso.

V.1.4 CONSUMO DI CARBURANTE

Per effettuare rilievi di consumo di un trattore agricolo nel corso di prove alla presa di potenza e di trazione su pista, causa le vibrazioni indotte dalla superficie di prova al trattore stesso, è necessario utilizzare sistemi di misura di tipo volumetrico, piuttosto che ponderale. A tal fine sono state testate diverse soluzioni, che però presentavano inconvenienti dovuti alla reimmissione dei recuperi della pompa e degli iniettori direttamente ai filtri con la conseguenza che i sistemi di scarico delle pressioni residue non risultavano efficaci. Inoltre, mantenere il misuratore di consumo in funzionamento per diverse ore a bordo della macchina in prova, determina la formazione di bolle di vapore all'interno dei circuiti, che causa la saturazione dei filtri e quindi l'arresto della macchina, oltre che la diminuzione del rendimento della motrice dovuto al surriscaldamento del combustibile.

Per evitare tali inconvenienti, è stato ideato un misuratore di flusso di tipo volumetrico, che permettendo la completa fuoriuscita di idrocarburi volatili, unitamente al non surriscaldamento del gasolio, rende più affidabile la misurazione. E' composto da un misuratore tradizionale a tamburo sul quale è installato un sensore che fornisce 10 impulsi per centimetro cubo di carburante in transito. Tale segnale è inviato ad un circuito di condizionamento il quale provvede a trasformare gli impulsi in un segnale ad onda quadra ed ad inviarlo ad un ingresso contatore del sistema di acquisizione dati.

Il circuito idraulico del misuratore è composto da una pompa per il prelievo del carburante dal serbatoio, un filtro per trattenere le impurità ed una vaschetta a livello costante. Il combustibile in eccesso proveniente da pompa ed iniettori è recuperato nella vaschetta stessa che ha anche funzioni di degasificatore ed elimina i componenti volatili o l'aria presente nel circuito d'alimentazione(Figura V.5).

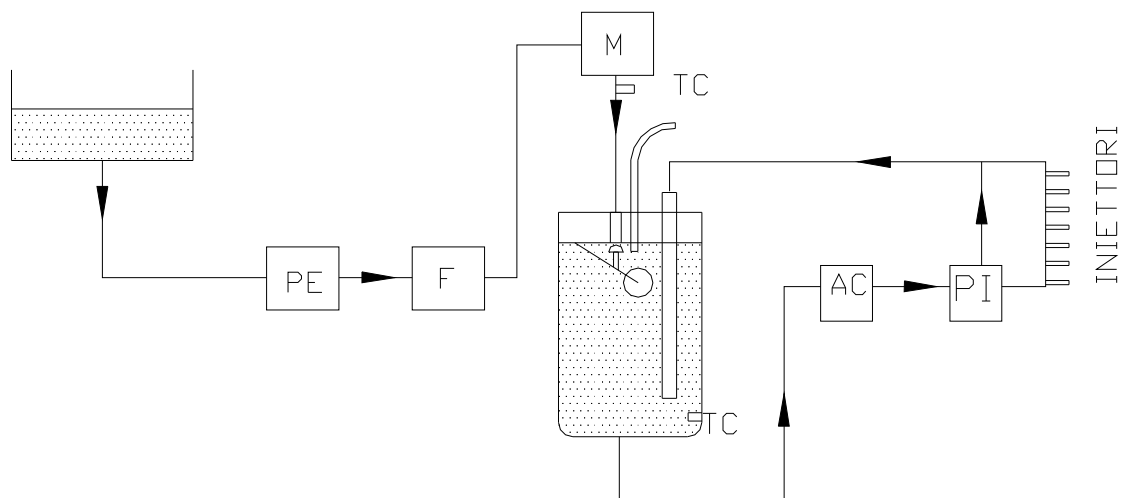


Figura V.5 - Schema di collegamento del misuratore all'alimentazione: PE= pompa elettrica che aspira dal serbatoio del trattore; F= filtro gasolio ausiliario per proteggere il misuratore; M= misuratore volumetrico a pistoncini; TC= termocoppie; AC= pompa gasolio; PI= pompa di iniezione.

V.1.5 TEMPERATURE CRITICHE

Durante i test viene effettuato il rilievo delle temperature più significative della macchina in prova, ed in particolare :

- olio motore
- fluido raffreddamento motore
- combustibile
- aria aspirazione (temperatura ambiente)

La misurazione è affidata a una serie di sonde opportunamente installate sul trattore in prova e collegate al sistema di acquisizione. La memorizzazione dei valori delle sonde (trattandosi di valori con lenta variazione) viene effettuata a intervalli di tempo più lunghi rispetto alle altre grandezze. Le sonde utilizzate per la misura delle prime due grandezze sono termocoppie di tipo K con campo di misura da -50 a $+800^{\circ}\text{C}$, mentre per gli altri valori sono utilizzate termocoppie tipo PT 100 con campo da -20 a $+100^{\circ}\text{C}$.

V.1.6 REGIME MOTORE

Il regime di rotazione del motore può essere rilevato in due diversi modi: tramite un encoder da 60 impulsi per giro, collegato alla cordella del contagiri del trattore in prova, oppure, per i trattori più evoluti dotati di dispositivi di gestione elettronica, tramite il rapporto di trasmissione noto tra p.d.p. e motore, inserendo un encoder o un torsio-tachimetro sull'albero della presa di forza del trattore, e calcolando così il regime di rotazione del motore attraverso il prodotto tra tale rapporto ed il numero di giri della p.d.p.

V.2 SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI DEL CARRO FRENO

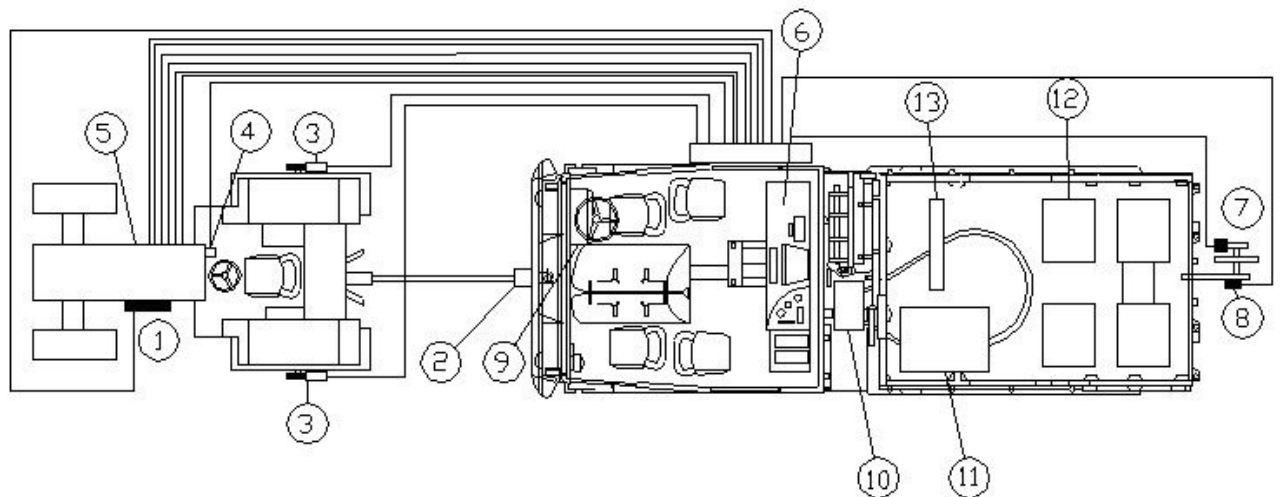


Figura V.6 - 10 Il trattore in prova con al traino il carro freno, la strumentazione per la rilevazione dei parametri (6) e i trasduttori di: 1) consumo volumetrico, 2) sforzo di trazione, 3) e 7) slittamenti, 4) giri motore, 5) temperature, 8) velocità d'avanzamento, 9) condizioni atmosferiche, 10) freno pre regolazione fine del carico, 11) serbatoio olio pompa, 12) alloggi zavorre, 13) raffreddatore.

SPECIFICHE TECNICHE DEL SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI PER CARRO FRENO :STRUMENTI, SENSORI E SOFTWARE

Individuati i parametri da rilevare e analizzati gli strumenti di rilevamento, si passa alla definizione delle caratteristiche del sistema di acquisizione dati per il carro-freno. Come detto, il sistema deve funzionare autonomamente e viene collocato sul carro-freno, che

lavorerà anche su terreni accidentati ed è gestito a distanza da un laboratorio mobile tramite un sistema a radiofrequenza. Il mezzo in prova sarà dotato di un torsiotachimetro di proprietà dell'I.S.M.A. che fornisce un segnale di tensione per la coppia ed in frequenza per i giri della presa di forza. Il sistema di acquisizione può essere scomposto in base alle funzioni che è chiamato a svolgere:

- unità di acquisizione;
- sistema microprocessore;
- sistema di trasmissione dati a radiofrequenza;
- visualizzatori remoti per gli autisti dei mezzi ;
- tragguardi ottici;
- sistema di sviluppo software di gestione.

Per quanto concerne *l'unità di acquisizione*, essa è composta da quattro canali analogici per celle di carico con ingresso in tensione con gamma da ± 0.1 V fino a ± 10 V, la sua risoluzione minima è a dodici bit e campiona con 100 Ksample/sec. Sono presenti altri quattro canali analogici con ingresso in tensione con gamma da 0 a:0.1 V fino a 0:10V, con risoluzione minima di 12 bit e ancora 100Ksample/sec. Per i sensori di temperatura da 0 a 200 °C si adoperano altri quattro canali analogici con risoluzione minima a 12 bit. Invece per i sensori di temperatura tra 100 e 800 °C si impiegano due canali analogici sempre con risoluzione minima di 12 bit. L'unità è provvista di due uscite analogiche da +/- 10V e risoluzione minima a 12 bit. Come contatori vengono impiegati cinque canali digitali con ingresso TTL con risoluzione minima a 32 bit , per concludere come frequenzimetri a risoluzione minima di 32 bit sono presenti altri tre canali digitali con ingresso TTL.

Per il sistema a microprocessore si impiega un computer il cui processore è un Pentium III e la memoria Ram è costituita da 64 Mb. Data la quantità di dati da rilevare e memorizzare durante le prove, è necessario impiegare un hard disk da 5 Gb. Come ulteriore supporto dati si dota il sistema di un floppydisk da 1.44Mb.

Per i collegamenti alle varie attrezzature sono necessarie una porta parallela centronix, due porte seriali RS232, una porta USB e per finire una porta Ethernet 10/100 Mb/s.

Come sistema operativo si può scegliere tra il Microsoft Windows 98 ME o Windows 2000. Per evitare affaticamento degli operatori per la lettura dello schermo si sceglie un display a cristalli liquidi SVGA retroilluminato con risoluzione minima 800x600. In tal modo si limitano anche gli ingombri del sistema.

Sia la tastiera che il mouse devono essere del tipo wireless per consentire facilità di impiego di tali strumenti ed anche per velocizzare le fasi di allestimento del carro per la prova.

Per quanto riguarda il sistema di trasmissione dati a radiofrequenza è necessario che sia capace di coprire un'area di 400 metri con una velocità di trasmissione minima di 1 Mb/s; e deve avere interfaccia per Pc o Ethernet. Per lo stesso scopo si adoperano una coppia di ricetrasmittitori connessi a tutto il sistema e deve essere compatibile con una piattaforma Microsoft Windows 98.

Per la lettura dei parametri da parte degli autisti dei mezzi vengono utilizzati dei visualizzatori remoti. Questi consentono la lettura di otto grandezze contemporaneamente, ossia :forza di trazione, velocità di avanzamento, potenza di trazione, slittamento ruote motrici, coppia alla presa di forza, giri alla presa di forza, potenza resa alla presa di forza. Per l'importanza che quindi ricopre, visto che gli operatori agiranno sulla strumentazione in base ai valori letti, devono essere caratterizzati da ottima leggibilità anche in presenza di forte luce. Sono necessari due visualizzatori collegati in parallelo dal momento che sia l'autista del carro sia l'autista del trattore devono essere informati sulle prestazioni. Per tale scopo è necessario avere un cavo di collegamento di almeno 10 m.

Il sistema ottico impiegato è di tipo attivo (non a riflessione) ed è composto da un emettitore ed un rilevatore ad infrarossi con portata di circa 30 m. all'interno del rilevatore è presente un trasmettitore a radiofrequenza con portata di 30 m attivato dal passaggio del mezzo agricolo in fase di test. Mentre nel carro-freno si installa un ricevitore a radiofrequenza con uscita in tensione 0/5 V in corrispondenza del segnale ricevuto.

V.3 PROVE DI AUTODISLOCAMENTO SU STRADA ASFALTATA

Le prove di autodislocamento hanno lo scopo di rilevare la potenza richiesta per l'avanzamento del trattore (o del trattore con operatrice) ad una certa velocità. Generalmente la potenza richiesta risulta crescente all'aumentare della velocità ma con un andamento legato anche alle caratteristiche della trasmissione. Altresì importante risulta la superficie su cui si operare per tale motivo le prove saranno effettuate sulle seguenti superfici:

- strada asfaltata*, fino alla massima velocità ammessa;
- strada in terra battuta*, con velocità massima di 20- km/h;
- terreno inerbito*, con velocità massima di 10 km/h.

La valutazione della potenza richiesta viene fatta rilevando, tramite strumenti installati sul trattore in marcia (con acceleratore a fondo corsa), i seguenti parametri riferiti ad

una base misurata di 100 m: numero di giri delle ruote (giri/100 m); numero di giri del motore (giri/100 m); consumo (cm^3 /100 m). Da questi dati si ricavano la velocità media, il regime medio del motore e il consumo orario medio. Confrontando questi ultimi due dati con le curve caratteristiche è possibile risalire alla potenza richiesta per l'avanzamento per la marcia in esame. L'operazione sarà ripetuta, sulle diverse superfici, per tutte le marce fino al raggiungimento del limite di velocità indicato precedentemente.

Come risultato si otterranno le curve dell'assorbimento di potenza in funzione della velocità di avanzamento sulle tre superfici di prova (queste curve possono essere anche rappresentate in un unico grafico insieme alla curva di assorbimento da parte della trasmissione).

V.4 PROVE DI AUTODISLOCAMENTO IN PIENO CAMPO

Lo scopo di tali prove è dare informazioni sulle prestazioni in campo del trattore in prova. La molteplicità delle macchine operatrici esistenti rende impossibile l'esecuzione delle relative prove. Pertanto, a titolo esemplificativo, si propone di utilizzare il trattore in prova accoppiato a due macchine di frequente impiego: un aratro bi- o trivomere e una macchina azionata dalla presa di potenza tipo erpice rotante a denti verticali. Le caratteristiche e le dimensioni di tali macchine dovranno essere proporzionate a quelle del trattore stesso. Per avere uniformità di giudizio e comparabilità fra i risultati di prove diverse sarebbe opportuno provare i diversi trattori con le stesse operatrici (rendendole "standard"). Tuttavia, ciò porterebbe inevitabilmente ad accoppiate *trattore-operatrice* quanto meno improbabili, dal punto di vista agronomico. Sarà necessario effettuare una classificazione dei trattori in classi di potenza. Sulla base di ciò, i centri prova dovranno dotarsi, per ciascuna classe, di un aratro e di un erpice rotante proporzionati alla classe stessa.

Le classi di potenza potrebbero essere le seguenti:

- Potenza bassa: $P < 75 \text{ kW (100 CV)}$;
- Potenza media: $75 \text{ kW} < P < 135 \text{ kW}$;
- Potenza elevata: $P > 135 \text{ kW (180 CV)}$.

In merito alle condizioni di prova e alle modalità da seguire nell'esecuzione dei test, si rimanda a quanto stabilito in *Macchine per la lavorazione del terreno - Protocollo il rilievo delle caratteristiche funzionali e della sicurezza* (CONAMA, 1996)

V.4.7 POSSIBILI SVILUPPI

Un interessante campo di studio è rappresentato dal comportamento del trattore in termini di potenza erogata alla p.d.p. durante l'avanzamento a velocità corrispondenti a quelle di lavorazione.

Per poter effettuare un simile studio si dovrebbe disporre di un sistema che funzioni analogamente ad un freno dinamometrico, ma che sia trasportabile (Figura V.7 e Figura V.8).

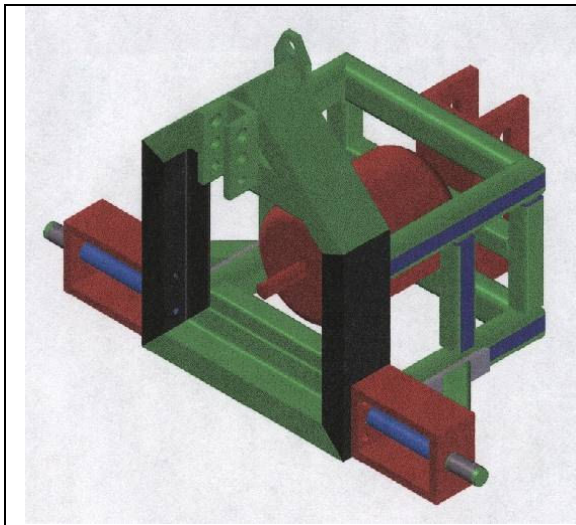


Figura V.7 - Disegno 3D.

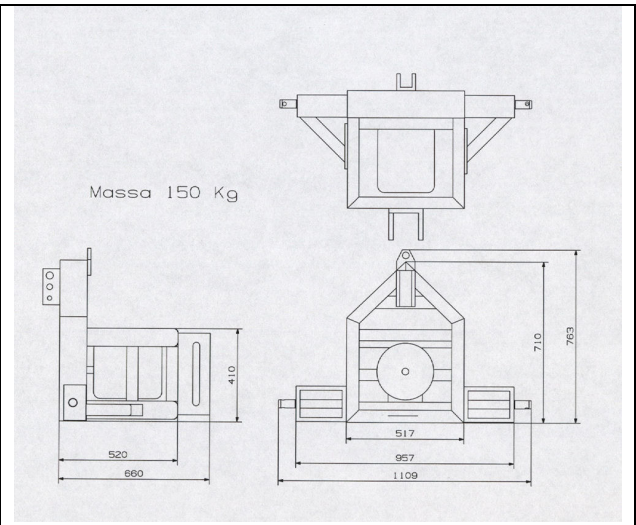


Figura V.8 - Disegno quotato.

Quanto si propone consiste in:

- un blocco pompa idraulica-strozzatore applicabile all'albero della p.d.p.;
- un carrello trainabile per l'alloggiamento del serbatoio olio e dello scambiatore di calore;
- un sistema di tubi in gomma, resistenti a pressioni elevate, per il circuito idraulico;
- uno scambiatore di calore per il controllo della temperatura dell'olio idraulico;
- un sistema di comando remoto (dalla cabina) della valvola di strozzatura
- un torsio-tachimetro, interposto fra albero della p.d.p. e pompa idraulica, per il rilievo della coppia e del numero di giri alla p.d.p.;
- un sistema di acquisizione dati.

La prova dovrebbe essere effettuata facendo avanzare il trattore, con acceleratore al massimo, ad una data velocità che potrebbe essere quella adottata in una lavorazione con erpice rotante (ad es. 5 km/h). Inizialmente, la p.d.p. gira liberamente in assenza di carico.

Successivamente, attraverso la progressiva chiusura della valvola di strozzatura, si provocherà un aumento del carico e una diminuzione del regime alla presa di potenza.

Il torsio-tachimetro rileverà queste variazioni consentendo di calcolare i corrispondenti valori di regime motore e la potenza. Il rilievo contemporaneo della velocità di avanzamento consentirà di:

- osservare l'andamento della potenza disponibile alla p.d.p. per ciascun valore di velocità impostato;
- verificare per quale carico alla p.d.p. la velocità di avanzamento inizia a decrescere.

Il dispositivo ora descritto potrebbe essere utilmente impiegato anche in abbinamento a prove di trazione con carro freno, per rilevare la potenza disponibile alla p.d.p. di un trattore che avanza ad una certa velocità esercitando uno sforzo di trazione impostato.

CAPITOLO VI

PROVA DI UN TRATTORE IN ACCORDO ALLA METODOLOGIA O.C.S.E.

Di seguito vengono riportati i risultati delle prove che abbiamo condotto secondo la metodologia O.C.S.E. di un trattore New Holland della serie 70. Nella parte finale sono riportati i dati con commenti per permettere una facile comprensione.

VI.1 PROVE ALLA PRESA DI POTENZA

Le prove alla presa di potenza sono interessanti in quanto forniscono dati che permettono di individuare le caratteristiche di funzionamento del trattore. Oggigiorno la presa di potenza è importante perché ha aumentato la possibilità d'impiego del trattore sia per utilizzazione a punto fisso, sia per l'impiego di operatrici trainate o portate con organi rotativi alternativi, ecc., che hanno bisogno di essere movimentate. Le curve caratteristiche che si ricavano dalla prova alla presa di forza, danno utili indicazioni sulla potenza erogata dal trattore ai differenti numeri di giri, sull'elasticità del motore quando incontra resistenze improvvise e superiori alla media, sul rendimento in lavoro ovvero quanto combustibile viene consumato per erogare una potenza in un determinato lasso di tempo. Nello svolgimento di queste prove ci si rifà alla metodologia di prova O.C.S.E. che prevede per la presa di forza diversi rilievi con una temperatura ambiente compresa tra i 15 e i 27 °C. Il trattore è posto in una sala prova e la presa di potenza è collegata con un albero cardanico ad un freno dinamometrico in grado di creare un carico resistente che simula lo sforzo di una macchina operatrice. Le prove alla presa di potenza sono in sostanza due: la prima, a carichi variabili, permette di rilevare i dati per stendere le curve di potenza, di coppia, di consumi orari e specifici in funzione del numero di giri della presa di potenza (ovvero attraverso i rapporti di trasmissione al numero di giri del motore); la seconda, a potenza massima, per la durata di due ore consecutive, serve a dare indicazioni sul funzionamento del motore in condizioni stressanti. Durante le due ore si sono rilevati dati per il controllo della costanza della potenza erogata e altri parametri quali diverse temperature (aria di raffreddamento, olio nella coppa,

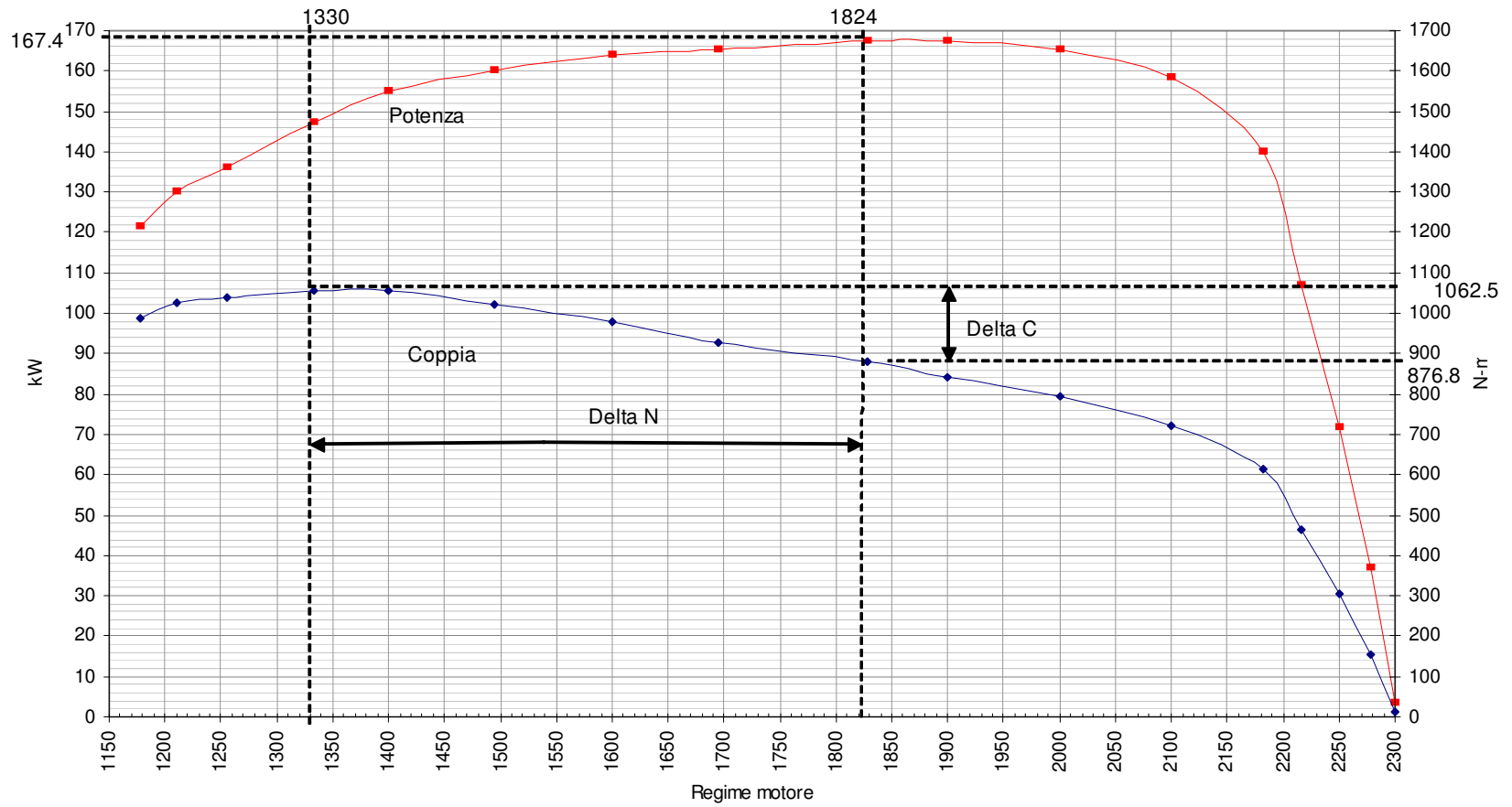
ecc.) che danno indicazioni sull'efficienza dei vari organi. I risultati della prova di due ore, al massimo della potenza che il trattore è in grado di fornire, quella a carichi parziali con l'85%, con il 75%, 50%, 25% della coppia ottenuta a potenza massima, e a carico nullo, sono sintetizzati nella seguente tabella dove in calce sono anche annotati, la massima velocità di rotazione del motore a carico nullo, la coppia ottenuta a potenza massima, la coppia massima e alcune temperature significative, rilevate durante le due ore a potenza massima nonché le condizioni atmosferiche. Il trattore è riuscito ad erogare, per due ore consecutive alla pdp, una potenza massima di 167.5 kW, con temperature massime dell'olio di 119°C, del liquido di raffreddamento di 92°C, del carburante di 64°C e dell'aria in ingresso al motore di 26°C.

La curva di coppia nell'esame delle caratteristiche del motore di un trattore, è importante e fornisce indicazioni che permettono di valutarne l'elasticità. La parte più significativa di questa curva è quella che va dal valore di coppia corrispondente al numero di giri di potenza massima sino al valore di coppia massima.

La differenza tra $N_{P_{max}}$ (numero di giri a potenza massima) e $N_{C_{max}}$ (numero di giri a coppia massima) deve risultare almeno il 30-40 % del numero di giri nominale (ovvero il numero di giri dichiarato dal costruttore corrispondente alla potenza nominale erogabile in modo continuo dal trattore) e l'incremento di coppia in questo intervallo (ΔN) deve risultare abbastanza consistente per permettere alla macchina, che incontra un ostacolo e che subisce una diminuzione di giri, di riprendere il lavoro, a regime di potenza massima, senza dover far uso del cambio. Volendo fornire una scala di valori indicativa per permettere di valutare a grandi linee l'elasticità possiamo affermare che il motore è poco elastico se il ΔC (ovvero l'incremento di coppia) è inferiore al 10%, è nella media se $10\% < \Delta C < 15\%$ ed è elastico se $\Delta C > 15\%$.

Il motore del trattore in prova ha fornito valori di coppia interessanti (vedi Figura seguente), con un massimo di 1062.5 Nm. il valore di coppia rilevato alla potenza massima è di 876.8 Nm; il ΔC quindi è risultato, nell'intervallo ΔN , di 185.7 Nm che corrisponde circa al 17% del valore massimo. Anche il ΔN è abbastanza ampio e corrisponde al 27.1% del numero di giri di potenza massima.

PROVA DI UN TRATTORE IN ACCORDO ALLA METODOLOGIA OCSE



VI.2 CONSUMI ORARI E CONSUMI SPECIFICI

Le prove alla presa di potenza hanno permesso di acquisire dati utili a diagrammare i consumi orari e quelli specifici, ai vari regimi di rotazione del motore; quelli orari permettono facili confronti solo tra trattori di pari cilindrata mentre quelli specifici forniscono il valore del consumo per unità di potenza (nell'unità di tempo) e pertanto permettono confronti diretti tra macchine di diversa cilindrata. In pratica il consumo specifico fornisce il numero di grammi di combustibile che la macchina brucia per erogare 1 kW per 1 ora (

Tabella VI.1).

Si è detto che il motore è ad iniezione diretta, è quindi, tra le varie soluzioni, quella che permette i migliori rendimenti di combustione grazie alle minori perdite di calore indotte da una semplice configurazione della camera di combustione. Inoltre questo motore è fornito di compressore centrifugo a gas di scarico con bassa pressione di sovralimentazione, questo particolare se da un lato non dà incrementi di coppia notevoli dall'altro induce un funzionamento ottimale della macchina che può lavorare in eccesso d'aria in modo da ottenere una perfetta combustione del gasolio, migliorando di conseguenza i rendimenti.

Volendo dare un'idea di scala di consumi specifici si possono fornire alcuni dati di interesse: oggi si può dire che in prove di trattori alla presa di potenza se si ottengono consumi specifici inferiori ai 250 g/kWh il trattore in prova ha un consumo contenuto, rientrante nella normalità se compreso tra i 250 e i 270 g/kWh e poco "sobrio" se si va oltre i 270 g/kWh. Questa è la scala orientativa dei valori di consumo specifico a potenza massima ma, visto che i trattori lavorano, per una notevole parte del loro tempo di utilizzo, non al massimo della loro potenza, sono anche indicativi i consumi rilevati a carichi parziali e cioè all'85 e al 42.5 % della coppia erogata a potenza massima; avremo quindi rispettivamente: consumi contenuti se inferiori a 250 (85%) e 310 (42.5%) g/kWh.; medi se compresi tra 250-270 e 310-340 g/kWh ed infine elevati per valori maggiori 270 e 340 g/kWh.

Potenza kW	Velocità		Consumi		Energia specifica KWh/l
	motore	p.d.p.	Orario	Specifico	
	Giri/min		L/h	G/kWh	
Prova di due ore alla massima potenza, a velocità nominale del motore					
167.5	1824	958	44.03	223	3.80
Prova a velocità normalizzata dell'albero della p.d.p. (1000±25 giri/min)					
167.4	1902	999	44.55	226	3.76
Prove a carichi parziali					
(1) 85% della coppia ottenuta a massima potenza					
139.9	2183	1147	40.34	245	3.47
75% del carico definito al punto (1)					
106.6	2217	1165	32.11	256	3.32
50% del carico definito al punto (1)					
72.1	2249	1182	24.25	286	2.97
25% del carico definito al punto (1)					
36.5	2278	1197	16.63	387	2.20
Senza carichi					
0	2300	1209	10.55	0	0

Tabella VI.1 - Prova della pdp principale ai carichi parziali.

Esaminando i dati scaturiti dalle prove riportati nella tabella e nella Figura VI.1 .si nota che la curva dei consumi specifici è abbastanza piatta fatto che denuncia un buon rendimento della macchina nei regimi di lavoro e che conferma la scelta fatta dalla ditta nell'impiego del turbo installato più come mezzo per migliorare i rendimenti globali del motore che come strumento per incrementare la potenza massima. Confrontando, infatti, i risultati dei consumi specifici alla massima potenza, all'85 e al 42.5 % di C_{max} della macchina in esame con i dati indicativi elencati, si può concludere che a potenza massima e all'85% di C_{max} i risultati ottenuti sono indiscutibilmente buoni, essendo rispettivamente di 236 e 245 g/kWh, mentre al 42.5 % di C_{max} il consumo specifico rientra nella media con valori di 309.5 g/kWh. Per individuare il campo di miglior funzionamento del motore, per il quale si registra la sua ottimale utilizzazione si è stilata la curva di Figura VI.2 dove in ascisse sono indicate le potenze ed in ordinate il relativo consumo specifico. Il tratto più interessante della curva è quello definito dai punti che sono compresi tra i 120 kW fino alla potenza massima. In questo, infatti, esistono regimi di compromesso tra quello di massimo rendimento e quello di massima potenza, mentre all'infuori di questo intervallo diminuiscono contemporaneamente sia potenza sia rendimento.

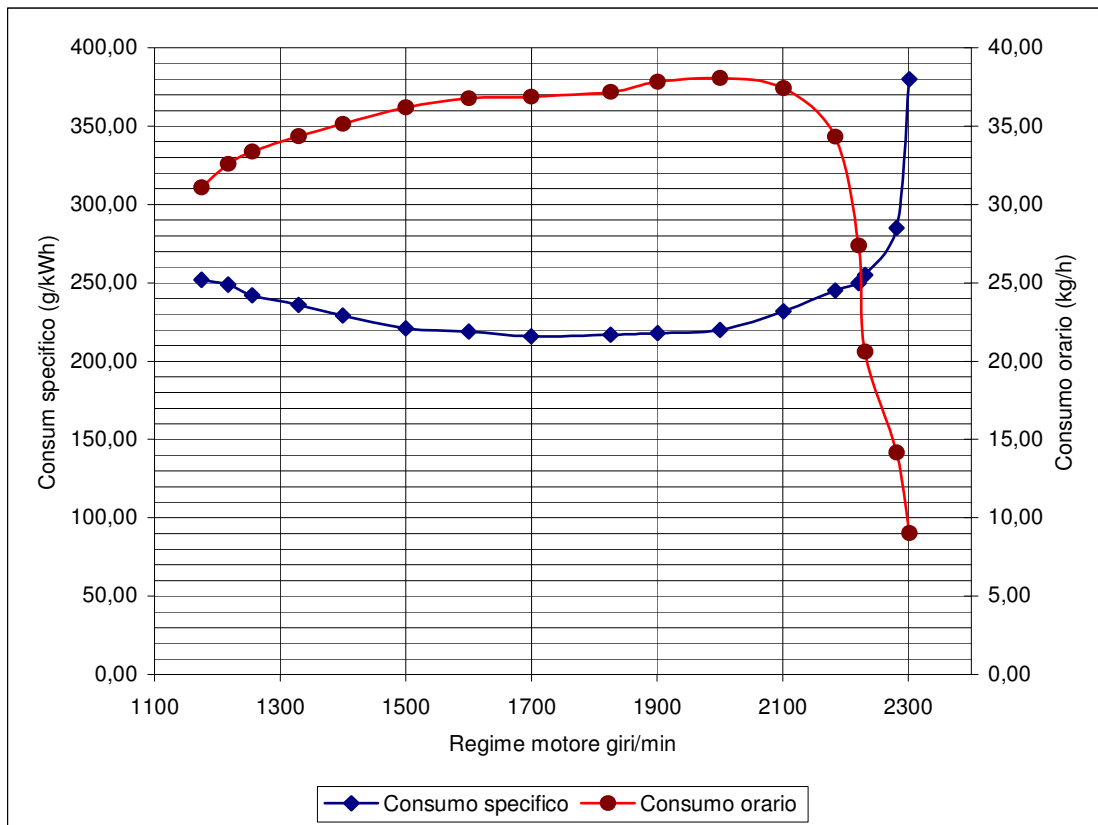


Figura VI.1 - Grafici di consumo orario e specifico.

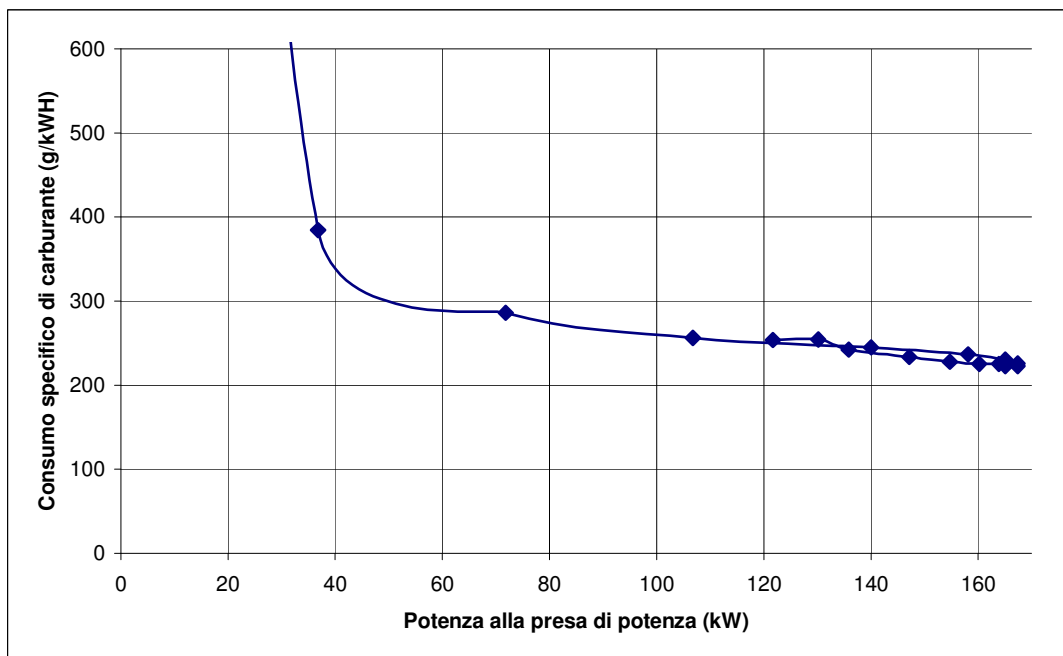


Figura VI.2 - Curva di consumo specifico in funzione della potenza sviluppata alla presa di potenza.

VI.3 PROVE DI TRAZIONE SU PISTA IN CEMENTO

Lo sforzo di trazione che un trattore riesce a produrre dipende generalmente da tre fattori fondamentali: dalla *coppia* che il motore riesce a fornire all'asse delle ruote motrici, dalla *reazione* che si determina tra il suolo e il pneumatico (proporzionale al coefficiente d'aderenza tra pneumatico e terreno) e dalle *resistenze* che si oppongono all'avanzamento della macchina stessa. La potenza sviluppata nel lavoro alla barra di traino è funzione dello sforzo di trazione e della velocità d'avanzamento. Per rilevare la potenza in trazione e per fare in modo che i dati siano comparabili fra trattori frenati in tempi diversi ed in luoghi diversi, si sono seguite le indicazioni del codice O.C.S.E., conducendo le prove su una "pista normalizzata in cemento", piana, asciutta e con una definita rugosità. Il regolatore era al massimo della sua corsa e si è posta attenzione a non scendere al di sotto del numero di giri di potenza massima e di non superare slittamenti alle ruote motrici superiori al 15%. In queste prove di trazione dopo aver rilevato e posizionato secondo le indicazioni del costruttore, l'altezza della barra di traino, la pressione delle gomme e aver montato le zavorre (nelle prove corrispondenti all'uso di queste), si sono rilevati: lo sforzo di trazione, la velocità d'avanzamento, gli slittamenti delle ruote motrici e il numero di giri del motore del trattore in prova per ciascuna marcia sia senza (prima tabella in argomento) sia con (seconda tabella in argomento) le zavorre. Tra i dati riportati vi sono anche quelli riferiti all'avanzamento del trattore con inserita la marcia che consente una velocità più prossima a 7.5 km/h che corrisponde alla velocità della macchina motrice quando si effettuano lavorazioni di aratura.

Marcia e campo	Potenza	Tiro alla barra di traino	Velocità d'avanzamento	Velocità del motore	Slittamento delle ruote	Consumo specifico di carburante	Energia specifica	Temperature			Condizioni atmosferiche		
								combustibile	refrigerante	Olio motore	Temperatura	Umidità	Pressione
	kW	kN	Km/h	Giri/min	%	g/kWh	kWh/l	°C	°C	°C	°C	%	kPa
Massima potenza nelle marce provate													
F1	59.6	80.71	2.66	2253	15.0	371	2.29	58	84	106	25	55	98.19
F2	72.3	83.47	3.12	2239	15.0	351	2.42	58	84	107	25	55	98.19
F3	81.2	80.48	3.63	2226	15.1	345	2.46	59	84	108	25	55	98.19
F4	87.5	76.23	4.13	2214	15.0	335	2.54	62	85	110	27	42	98.75
F5	102.0	75.90	4.84	2195	15.0	325	2.62	61	86	110	27	42	98.75
F6	122.4	77.36	5.69	2136	12.3	305	2.78	62	87	113	27	42	98.75
F7	133.4	76.13	6.31	1991	11.3	290	2.93	62	88	114	27	42	98.75
F8	143.4	70.80	7.29	1829	5.6	272	3.12	56	87	113	24	57	98.89
F9	150.7	62.57	8.67	1826	3.9	257	3.30	58	87	113	24	59	98.22
F10	149.7	52.88	10.19	1824	3.3	262	3.25	56	87	113	24	57	98.89
Consumo di carburante													
Alla marcia stabilita, alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	142.9	50.98	10.09	2101	2.8	265	3.20	58	85	113	24	59	98.22
Al 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	113.6	38.27	10.69	2205	1.9	278	3.06	59	85	112	24	59	98.22

Al 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	77.4	25.47	10.94	2240	1.1	317	2.68	59	84	110	24	59	98.22
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F10	113.4	38.25	10.67	1882	1.8	268	3.18	58	85	111	24	59	98.22
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore.50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F10	78.2	25.63	10.98	1921	1.0	292	2.91	58	84	109	24	59	98.22
Marcia più vicina ai 7.5 km/h alla velocità nominale.													
F8	136.2	57.63	8.51	2099	3.9	282	3.02	58	87	113	24	57	98.89
Al 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale													
F8	108.1	43.14	9.02	2211	3.4	279	3.05	60	86	111	27	41	98.82
Al 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale													
F8	74.2	28.84	9.26	2245	2.4	309	2.75	61	84	111	27	41	98.82
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	108.3	43.19	9.03	1873	2.4	259	3.28	58	87	111	27	41	98.82
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore.50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	73.9	28.90	9.20	1888	1.3	274	3.10	57	84	107	27	41	98.82

Marcia e campo	Potenza	Tiro alla barra di traino	Velocità d'avanzamento	Velocità del motore	Slittamento delle ruote	Consumo specifico di carburante	Energia specifica	Temperature			Condizioni atmosferiche		
								combustibile	refrigerante	Olio motore	Temperatura	Umidità	Pressione
	kW	kN	Km/h	Giri/min	%	g/kWh	kWh/l	°C	°C	°C	°C	%	kPa
Massima potenza nelle marce provate													
F1	87.6	121.22	2.60	2220	14.9	328	2.59	61	83	108	24	48	98.85
F2	102.9	121.89	3.04	2201	15.1	317	2.68	60	85	108	24	48	98.85
F3	120.3	124.7	3.49	2159	15.1	310	2.74	60	84	109	24	48	98.85
F4	128.4	124.60	3.71	2001	15.0	299	2.84	60	86	110	22	60	98.85
F5	145.5	119.87	4.37	1826	7.2	268	3.17	60	84	111	22	60	98.85
F6	143.4	98.71	5.23	1823	4.8	270	3.14	61	88	115	27	35	98.84
F7	146.0	83.83	6.27	1826	3.3	264	3.22	62	89	116	27	35	98.84
F8	148.6	71.69	7.46	1825	2.5	259	3.29	61	87	114	26	42	98.83
F9	149.5	61.37	8.77	1824	2.0	257	3.30	61	88	116	26	42	98.83
F10	146.5	51.11	10.32	1825	1.5	263	3.23	60	88	115	26	42	98.83
Consumo di carburante													
Alla marcia stabilita, alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	141.3	50.1	10.15	2101	1.6	268	3.17	61	88	112	26	42	98.83
Al 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	108.1	36.29	10.72	2205	1.0	288	2.95	62	85	110	27	35	98.84

Al 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	73.6	24.19	10.96	2242	0.4	324	2.62	62	85	112	27	35	98.8 4
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F10	107.9	36.30	10.70	1879	0.8	272	3.13	61	87	113	27	34	98.8 4
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F10	73.53	24.22	10.93	1912	0.4	297	2.86	61	85	112	27	34	98.8 4
Marcia più vicina ai 7.5 km/h alla velocità nominale.													
F8	136.1	56.57	8.66	2101	1.8	275	3.09	62	88	116	27	35	98.8 4
Al 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale													
F8	106.9	42.42	9.07	2209	2.2	288	2.95	62	87	114	27	34	98.8 3
Al 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale													
F8	72.7	28.25	9.27	2245	1.6	317	2.68	61	86	114	27	34	98.8 3
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 75% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	106.7	42.40	9.06	1869	1.3	265	3.21	62	88	115	27	34	98.8 3
Marcia più alta successiva a velocità ridotta del motore. 50% del tiro alla massima potenza alla velocità nominale.													
F9	72.1	28.26	9.19	1884	0.7	282	3.01	61	85	114	27	34	98.8 3

Con trattore zavorrato lo sforzo massimo si è ottenuto in IV marcia veloce pari a 124.60 kN, mentre con trattore non zavorrato lo sforzo massimo è stato pari a 83.47 kN in II marcia veloce. Si nota invece che la potenza massima alla barra è risultata pari a 149.5 kW con trattore zavorrato e 150.7 kW con trattore non zavorrato in entrambi i casi in IX marcia veloce.

Il rapporto tra lo sforzo di trazione e la massa, che indica quanti daN il trattore riesce a trainare rispetto alla propria massa, su pista in cemento, è, per un trattore a doppia trazione inseribile a comando, compreso tra 0.7 e 1 daN/kg. Il New Holland zavorrato ha dato:

$$Rapp = \frac{sforz.max}{massa} = \frac{12460 daN}{12519 kg} = 0.99 \frac{daN}{kg}$$

Tale valore esprime la notevolissima capacità di trazione del trattore in prova.

I consumi in pista rispecchiano quanto già visto nelle prove alla presa di potenza e sono quindi più che discreti.

VI.4 PROVE DI FRENATURA

L'efficienza dell'impianto frenante è stata controllata effettuando diverse prove sia con i freni di servizio (freni a pedale) sia con il freno di stazionamento (freno a mano).

I freni di servizio sono stati sottoposti a prove a freddo e a caldo con il trattore zavorrato e non zavorrato rilevando, nel tratto di pista inizio frenata – punto d'arresto della macchina, lo spazio d'arresto e la velocità d'inizio frenatura, in funzione del carico sul pedale. Con questi dati si è calcolato il valore di decelerazione media e si è steso un diagramma con in ascisse lo sforzo sul pedale e in ordinate le decelerazioni medie corrispondentemente ottenute.

La zavorratura per le prove di frenatura non è quella adoperata per le prove di trazione ma è la massima tecnicamente ammissibile dichiarata dal costruttore dei pneumatici. Nella

Tabella VI.2 sono riportati carichi sugli assali del trattore non zavorrato e dopo massima zavorratura, circa 3300 kg.

	Assale anteriore (kg)	Assale posteriore (kg)	Totale (kg)
Non zavorrato	3500	5300	8800
Zavorrato	4500	7600	12100

Tabella VI.2 Distribuzione dei carichi senza e con zavorre.

Con due ruote frenanti con i freni freddi si sono ottenute, senza zavorre, decelerazioni massime di 3.7 m/s^2 al limite di slittamento con un carico sul pedale di 25 kg; lo spazio di frenata (S) dal momento in cui si azionano i freni all'arresto del trattore è di circa di 12 m con velocità di inizio frenatura di circa 32 km/h (V_i); con le zavorre, invece la massima decelerazione è risultata di 3.4 m/s^2 con un carico sul pedale di 34 kg ($s=12 \text{ m}$ e $V_i= 32.2 \text{ km/h}$).

Dopo le prove a freddo si è provveduto a riscaldare i freni facendo trainare il trattore in prova dal carro – freno e applicando sul pedale, per 1 km, uno sforzo tale da registrare alla barra di traino un carico di 1210 kg che corrisponde al 10% del carico massimo tecnicamente ammissibile. La velocità di avanzamento era di 32 km/h, cioè l'80% di quella massima.

Si deduce che a caldo i risultati sono molto simili a quelli ottenuti con i freni freddi, anzi leggermente migliori (con identici spazi di arresto).

Con quattro ruote frenanti si sono ottenute decelerazioni medie di circa 4.5 m/s^2 al limite di slittamento con carichi sul pedale varianti tra i 34 e 40 kg (s compreso tra 10 e 8.8 m). le differenze con la frenatura solamente sull'assale posteriore è evidente: si hanno infatti incrementi di decelerazioni di circa 20%. Visto che oggigiorno il trattore viene sempre di più adoperato per trasporti stradali a breve distanza e le velocità massime possono essere dell'ordine di 40 km/h, è importante per la sicurezza che l'impianto frenante sia della massima affidabilità ed efficacia. Due ruote frenanti, a velocità intorno ai 40 km/h, con al traino un pari peso, in condizioni particolarmente critiche sono pericolose. Per questo motivo suscitano giusto interesse gli impianti frenanti, anche sull'asse anteriore.

Oltre alle prove dei freni di servizio sono state condotte prove di efficienza del freno di stazionamento (freno a mano). Il trattore è stato posizionato in un tratto di salita e successivamente di discesa, con pendenza del 18%, zavorrato al massimo come espresso in

Tabella VI.3, ed è stata letta, su un dinamometro la forza necessaria da applicare alla leva, per non far avanzare o retrocedere la macchina. Un'ulteriore prova è stata condotta con le modalità sopra espresse ma su una pendenza del 12% e con al gancio di

traino un rimorchio monoasse del peso complessivo a pieno carico di 3000 kg. I risultati di questi rilievi sono riassunti in tabella seguente dove si nota una certa differenza tra i dati in salita e quelli in discesa, ma anche lo sforzo estremamente contenuto per mantenere la macchina in equilibrio.

		Trattore zavorrato su pendenza del 18%		Trattore non zavorrato con rimorchio di 3000 kg su pendenza del 12%	
		Salita	Discesa	Salita	Discesa
Sforzo sulla leva del freno a mano	kg	26	22	11	9
	daN	25.5	21.6	10.8	8.8

Tabella VI.3 - Sforzi esercitati sulla leva del freno con trattore zavorrato e non e in salita e discesa.

VI.5 RUMORE EMESSO NELL'AMBIENTE E ALL'ORECCHIO DEL CONDUCENTE

Il rumore, come è noto, si misura in dB (deciBel): 1 dB è la variazione di rumore più piccola che l'orecchio umano è in grado di percepire, mentre 10 dB corrispondono al raddoppio dell'intensità sonora. Nella Figura VI.3 è riportata una scala del rumore con a fianco il simbolo delle attività o mezzi che provocano determinati livelli sonori. Sulla sinistra è riportata la scala dei μPa , ovvero della pressione che si esercita a livello del timpano, mentre sulla destra è riportata la scala dei dB. Gli studi di ergonomia stabiliscono, in linea di massima che il livello sonoro di 95 dB è quello al disopra del quale si registrano danni permanenti all'orecchio se l'operatore ne rimane esposto per più di due ore al giorno.

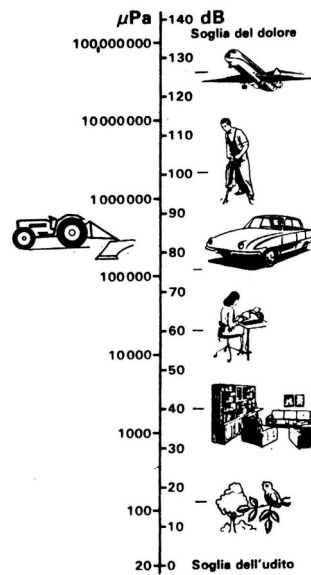


Figura VI.3 - Scala dei rumori in dB e μPa.

Si sono effettuate due prove: una per la misura del rumore emesso nell'ambiente, l'altra per rilevare il livello all'orecchio del conduttore in cabina. La prima è stata effettuata rilevando con il fonometro, posizionato a 7.5m dalla linea di avanzamento, il rumore del trattore che, avanzando a $\frac{3}{4}$ della sua velocità massima, giunge davanti alla postazione di rilievo in accelerazione, spingendo a fondo il pedale dell'acceleratore. Il New Holland giungeva sulla zona di accelerazione a circa 25 km/h e, abbassando a fondo il pedale dell'acceleratore, ha prodotto un rumore, rilevabile dal punto di osservazione di, mediamente, 84 dB (A), che può ritenersi per quanto detto innanzi un valore medio. Più importante è la seconda prova, durante la quale si sono effettuati rilievi all'orecchio del conduttore, registrando il massimo livello di rumore per ciascuna marcia, con carico di trazione nullo e con carico via via crescente sino a quello massimo. Come si rileva dai dati rilevati, alle marce basse, la rumorosità all'interno della cabina è compresa tra gli 80 e gli 81.5 dB (A); alle marce alte, cioè nel campo di velocità tra 5 e 20 km/h il rumore cresce di parecchio e le marce con il miniriduttore sono notevolmente più rumorose di quello senza il miniriduttore. Effettuando la prova nelle condizioni di 75% del tiro in corrispondenza della massima potenza alla velocità fissata del trattore, si ottiene all'orecchio del conducente un livello di 76 dB (A). Sia con trazione sulle quattro ruote che solamente sull'assale posteriore il valore del livello sonoro si mantiene nella media. Si è rilevato anche in curva un incremento dai 2 ai 4 dB (A) del rumore in cabina dovuto all'impianto idraulico di sterzo.

VI.6 PROVE DEL SOLLEVATORE E DELLA POMPA

La prova della pompa e del sollevatore è stata effettuata anch'essa seguendo gli schemi proposti dalla normativa O.C.S.E.. Per la pompa, che porta olio in pressione sia all'impianto idraulico del sollevatore sia agli attacchi rapidi per il funzionamento delle operatrici, si è provveduto a rilevare, attraverso uno strumento apposito, la portata, con il minimo delle perdite di carico nel circuito e la pressione mantenuta con la valvola di sicurezza del circuito completamente aperta (quindi con portata agli attacchi rapidi uguale a zero). La temperatura dell'olio, a mezzo di uno scambiatore di calore è stata mantenuta nel campo di $65\text{ °C} \pm 5$. la pressione mantenuta nel circuito con la valvola di scarico (di sicurezza) aperta e portata nulla è risultata di 19.2 MPa mentre la portata massima, con trascurabili perdite di carico pari a circa 6 bar è risultata di 126.8 l/min. I risultati principali della prova sono riportati nella

Tabella VI.4.

	Velocità del flusso (L/min)	Pressione (MPa)	Potenza (kW)
Velocità del flusso corrispondente ad una pressione idraulica equivalente al 90% del valore reale della pressione della valvola di sicurezza e corrispondente alla potenza idraulica	94.3	17.3	27.2
Velocità del flusso e pressione idraulica corrispondente alla massima potenza idraulica	116.9	16.2	31.6

Tabella VI.4 - Prestazioni del circuito idraulico del sollevatore.

La potenza idraulica massima erogabile dall'impianto è in definitiva risultata di 31.6 kW.



Figura VI.4 - Attacchi rapidi al circuito idraulico.

È stata infine controllata la geometria del sollevatore e ne è stata provata l'efficienza e la capacità di sollevamento nelle varie posizioni dal punto più basso da terra a quello più alto. I risultati della prova del sollevatore sono riassunti nella

Tabella VI.5.

Altezze relative al pannello orizzontale contenente il gancio del braccio inferiore.													
mm	-412	-400	-360	-300	-200	-100	0	+100	+200	+300	+318	+400	+417
Forze di sollevamento (i valori delle forze misurate dovrebbero essere corretti per corrispondere ad una pressione idraulica equivalente al 90% della reale apertura della valvola del sistema di sollevamento idraulico)													
Ai punti di aggancio dei bracci	-	-	78.3	80.0	83.7	86.8	90.0	92.7	93.0	89.2	86.8	-	-
Pressione corrispondente: 17.3 MPa													
Al punto di aggancio del braccio superiore	65.9	66.0	-	68.4	70.5	72.2	73.4	73.8	73.4	71.9	-	68.1	67.1
Pressione corrispondente: 17.3 MPa													

Tabella VI.5

È da tenere presente che i carichi risultanti dalle prove sono ottenuti con il trattore ancorato anteriormente e quindi potrebbero essere superiori a quelli effettivamente sfruttabili in una normale utilizzazione in campo. Da un confronto di trattori italiani ed esteri omologati secondo il Codice Completo O.C.S.E. risulta che la potenza idraulica fornita dalla pompa agli attacchi rapidi è tra le più elevate così come lo sforzo massimo ai bracci del sollevatore. Si riportano i risultati nella Figura VI.5.

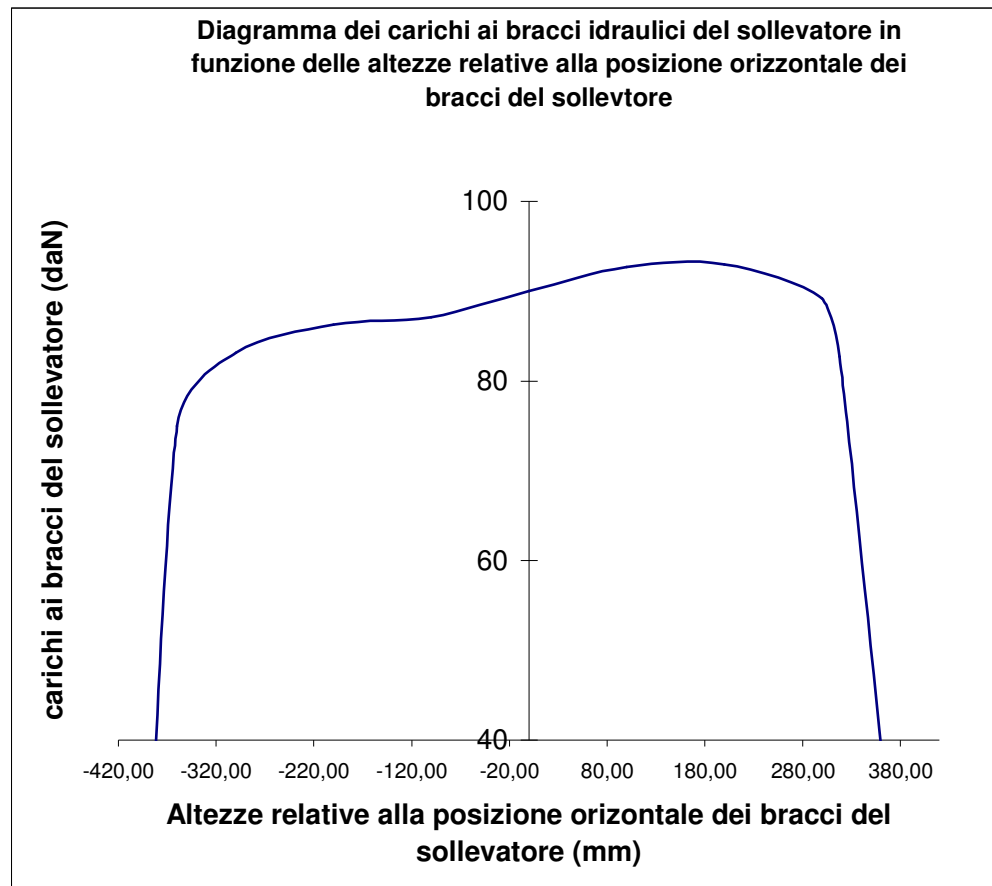


Figura VI.5

CAPITOLO VII

PROVE PER IL RILIEVO DELLA POTENZA ASSORBITA DA SISTEMI ACCESSORI

Le prove, effettuate presso le strutture di prova del CPMA (Centro Prove Macchine Agricole) del CRA – ING, hanno interessato un trattore equipaggiato con cingoli in acciaio (A) ed un trattore con ruote pneumatiche (B).

I trattori sono stati posizionati al freno dinamometrico con gli organi di propulsione sollevati da terra. La presa di potenza era collegata al freno mediante un classico albero cardanico, un secondo albero cardanico costituiva il collegamento fra il freno a correnti parassite e il motore elettrico, descritto nel capitolo IV.

Prima delle prove, su entrambe i trattori, sono stati rilevati i rapporti di trasmissione effettivi fra albero motore, presa di potenza, trasmissione finale e velocità periferica di pneumatici e cingoli.

Per ciascun trattore sul circuito di alimentazione è stato inserito un misuratore di consumo ponderale e, tramite una serie di termocoppie sono stati rilevati i valori di temperatura dell'olio motore, del gasolio e dell'aria d'aspirazione; inoltre sono stati monitorati gli altri parametri ambientali in grado di influenzare le prove quali la temperatura e la pressione atmosferica.

Le prove si sono articolate in tre fasi successive:

1) determinazione delle curve caratteristiche alla presa di potenza di ciascun trattore secondo la metodologia O.C.S.E. con il solo freno a correnti parassite (senza e con trasmissione e impianto di condizionamento inseriti);

2) rilievo degli assorbimenti di potenza da parte della trasmissione all'inserimento dei rapporti di cambio selezionati con l'ausilio del motore elettrico in accoppiata con il freno, partendo come base dalla curva di potenza massima;

3) determinazione della potenza assorbita dal climatizzatore nella cabina del trattore B con l'insieme freno e motore elettrico partendo sempre dalla curva di potenza massima.

VII.1 CARATTERISTICHE DEI TRATTORI IN PROVA

Le prove sono state condotte su un trattore con cingoli in acciaio (A) e su un trattore equipaggiato con ruote pneumatiche (B); le loro principali caratteristiche, rilevanti ai fini delle prove, sono riassunte nella tabella VII.1.

Il trattore con cingoli in acciaio è un Same Krypton 100, tipo 1000.4W, equipaggiato con motore Diesel, a quattro cilindri in linea e 4.000 cm^3 di cilindrata, con aspirazione turbo, che sviluppa una potenza nominale ECE R24.03 di circa 75 kW a 2.500 min^{-1} .

È dotato di un cambio con 16 rapporti di velocità selezionabili con tre leve: la prima permette di scegliere tra gamma ridotta e veloce, la seconda le sotto-gamme tartaruga e lepre e l'ultima seleziona le marce 1, 2, 3 e 4.

Le ruote motrici, che ingranano sui perni del cingolo, sono dotate di 27 denti, mentre le soole del cingolo sono 37.

Le dimensioni caratteristiche dei cingoli sono:

- lunghezza del cingolo sulla superficie interna ($L_{\text{int}} = 5,43\text{m}$)
- lunghezza del cingolo sul bordo dei denti delle soole ($L_{\text{est}} = 5,725\text{m}$).
- altezza del dente della suola ($h_{\text{dente}} = 0,04\text{m}$)
- spessore della suola ($s = 0,08\text{m}$).

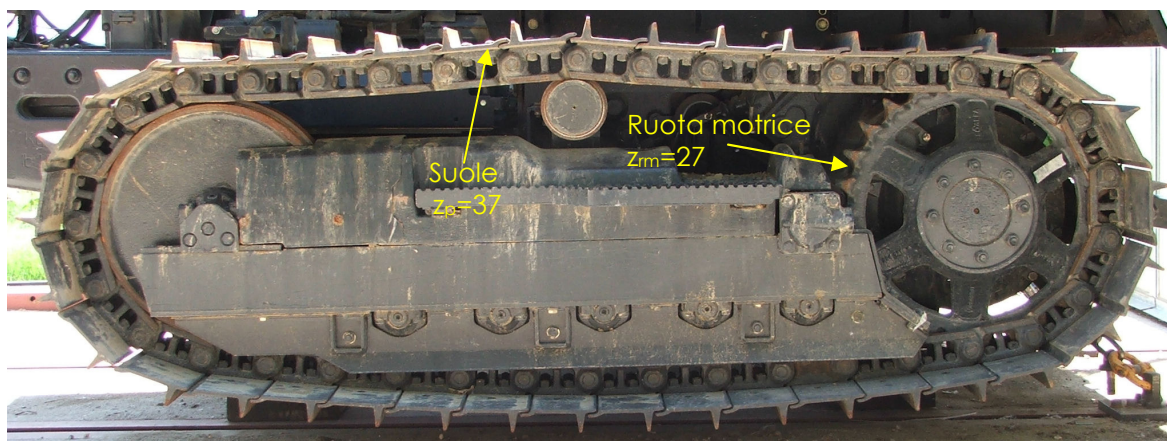


Figura VII.1 - Cingolo del Same Krypton 100.

Il trattore gommato è un Lamborghini R4 110 DT, tipo 1000.4WTI, anch'esso equipaggiato con motore Diesel, a quattro cilindri in linea e 4.000 cm^3 di cilindrata, con aspirazione turbo con intercooler, che sviluppa una potenza nominale ECE R24.03 di circa 80 kW a 2.300 min^{-1} .

È dotato di un cambio meccanico con 5 marce per 4 gamme con super riduttore per un totale di 20 rapporti di velocità.

La trattrice è equipaggiata con ruote motrici con un raggio di 0,844 m che consentono di sviluppare a terra una lunghezza di 5.3 m.

Quest'ultima trattrice è dotata di cabina climatizzata con aria condizionata, ventilazione, riscaldamento e ricircolo forzato.

Principali caratteristiche		Trattore	
		A	B
Motore	Numero dei cilindri / cilindrata, n / cm ³	4 / 4000	4 / 4000
	Aspirazione	Turbo	Turbo intercooler
	Potenza omologata (2000 / 25 / CE), kW	75	84
	Regime di potenza massima, min ⁻¹	2500	2300
	Coppia massima, Nm	355	395
	Regime di coppia massima, min ⁻¹	1400 / 1600	1400 / 1600
Trasmissione	Cambio meccanico	4 marce sincronizzate per 2 gamme + mini-riduttore	5 marce sincronizzate per 4 gamme (con super riduttore)
	Rapporti, n	16 AV + 16 RM	20 AV+20 RM
	Inversore	meccanico sincronizzato	meccanico sincronizzato
	Velocità nominale Minima / Massima, m s ⁻¹	0,17 / 3,05	0,14 / 11,11
	Frizione presa di potenza	dischi multipli in bagno d'olio	dischi multipli in bagno d'olio
	Regime nominale p.d.p. utilizzato nelle prove, min ⁻¹	750 min ⁻¹ (a regime nominale)	540 Eco (743 min ⁻¹ a regime nominale)
	Max regime motore con p.d.p. azionata, min ⁻¹	2980	2512
	Max regime motore con p.d.p. non inserita, min ⁻¹	2985	2518
Rapporto trasm. albero motore / p.d.p.	3,123	3,093	

Tabella VII.1 – Principali caratteristiche dei trattori provati (A - trattore cingolato; B – trattore gommato).

VII.2 - 89 - RILIEVO DEI RAPPORTI DI TRASMISSIONE TRA MOTORE E PRESA DI POTENZA

È stata preparata la strumentazione necessaria alla prova: luce stroboscopica per la misurazione del numero di giri dell'albero motore, e tachimetro per la determinazione del numero di giri della presa di potenza.

Per ciascun trattore è stato eseguito un adeguato riscaldamento del motore e di tutti i fluidi, ed innestata la presa di potenza al regime nominale (750 min^{-1} per il trattore A e 540 min^{-1} per il trattore B).

Sono state effettuate un numero sufficiente di misurazioni, del numero di giri del motore e della presa di potenza.

I risultati, riassunti nella tabella VII.1, sono stati:

$$\tau_{pdp} = \frac{N_m}{N_{pdp}} = 3.123 \text{ (trattore A) e } 3.093 \text{ (trattore B).}$$

Sono anche stati rilevati il numero massimo di giri del motore:

Trattore A

senza la presa di potenza innestata $N_m=2985 \text{ min}^{-1}$ e con questa inserita: $N_m= 2980 \text{ min}^{-1}$.

Trattore B

senza la presa di potenza innestata $N_m=2518 \text{ min}^{-1}$ e con questa inserita: $N_m= 2512 \text{ min}^{-1}$.

VII.3 RAPPORTI DI TRASMISSIONE TRA MOTORE E RUOTE MOTRICI

I risultati precedenti sono stati utilizzati per il calcolo del regime dei motori *per tutti i rapporti di trasmissione*.

I giri delle ruote motrici sono stati contati cronometrando il tempo trascorso su un numero intero di giri.

Il rapporto di trasmissione tra motore e ruote motrici è stato ottenuto dalla velocità angolare di quest'ultime e dal regime del motore.

VII.4 VELOCITÀ PERIFERICHE DEI CINGOLI E DELLE RUOTE

Per calcolare la velocità periferica del cingolo, consideriamo che l'ingranamento tra i perni del cingolo sui denti della ruota motrice avviene su un angolo d'attacco di 180° e ogni due denti della ruota motrice ($z_{rm}=27$). Segue che durante ogni giro della ruota motrice sono stati accoppiati insieme $z_{rm}/2$ perni del cingolo. Pertanto il cingolo effettuerà un giro completo quando la ruota avrà compiuto un numero di giri $\tau_{cingolo/rm}$ tale che:

$$\tau_{cingolo/rm} \cdot \frac{z_{rm}}{2} = z_{cingolo} \Rightarrow \tau_{cingolo/rm} = \frac{2 \cdot z_{cingolo}}{z_{rm}} = \frac{2 \cdot 37}{27} = 2,740.$$

La velocità periferica del cingolo si ottiene considerando che il trattore percorre una distanza pari alla lunghezza media del cingolo $\bar{L}_{cingolo}$ in un tempo necessario a fare un giro completo del cingolo:

$$v_{cingolo} = \frac{N_{rm}}{\tau_{cingolo/rm}} \cdot \frac{\bar{L}_{cingolo}}{60} \quad \left[\frac{m}{s} \right].$$

La velocità periferica delle ruote motrici (v_{rm}) nel trattore gommato è stata determinata partendo dal rilievo del numero di giri della ruota (N_{rm}) impiegando la seguente formula:

$$v_{rm} = N_{rm} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot R \quad \left[\frac{m}{s} \right]$$

Nelle tabelle VII.2 e VII.3 sono riportati i rapporti di trasmissione e velocità periferiche di cingoli e ruote.

Trattore A				
Riduttore	Gamma	Marcia	t	v_P^* $m\ s^{-1}$
Ridotta	tartaruga	1	183,53	0,45
		2	164,31	0,51
		3	127,15	0,66
		4	92,36	0,90
	lepre	1	177,47	0,47
		2	136,26	0,61
		3	106,60	0,78
		4	76,81	1,08
Veloce	tartaruga	1	71,44	1,17
		2	54,86	1,52
		3	42,40	1,96
		4	31,01	2,69
	lepre	1	59,35	1,40
		2	45,82	1,82
		3	35,35	2,36
		4	25,74	3,24

Tabella VII.2 – Rapporti di trasmissione nel trattore A e velocità periferiche dei cingoli.

Trattore B				
Gamma	Marcia	Power-Shift	t	v_P^* $m s^{-1}$
Tartaruga	1	lum	360,51	0,55
		lep	301,80	0,66
	3	lum	244,04	0,81
		lep	170,19	1,17
	5	lum	129,09	1,54
		lep	88,35	2,25
Media	1	lum	203,67	0,98
		lep	140,86	1,41
	3	lum	114,16	1,74
		lep	78,51	2,53
	5	lum	59,91	3,32
		lep	40,67	4,89
Lepre	1	lum	60,12	3,31
		lep	47,12	4,22
	3	lum	39,03	5,09
		lep	26,44	7,51
	5	lum	19,93	9,97
		lep	13,64	14,57

Tabella VII.3 – Rapporti di trasmissione nel trattore B e velocità periferiche delle ruote.

VII.5 DETERMINAZIONE DELLE CURVE CARATTERISTICHE DEI TRATTORI IN PROVA A VUOTO

VII.5.1 MODALITÀ DI ESECUZIONE

Nello svolgimento di queste prove è stata seguita la metodologia di prova O.C.S.E. che prevede una temperatura ambiente compresa tra i 15° e i 27° C e una pressione atmosferica di $1013 \pm 0,2$ kPa.

L'operatore al comando del trattore avvia il motore, il rapporto di velocità è in posizione di folle e colloca il regolatore del numero di giri a tutta ammissione.

L'operatore in sala comando controlla che il freno dinamometrico non applichi alcun carico frenante e dopo un tempo sufficiente, procede ad una prima acquisizione che memorizza i valori secondo la frequenza di acquisizione (sample rate) impostata (per esempio 10 Hz).

Si aumenta la coppia resistente applicata dal freno dinamometrico, si aspetta che il regime del motore si stabilizzi e si procede a una nuova acquisizione.

Al termine dell'acquisizione si aumenta il carico resistente, si aspetta che il trattore si stabilizzi e si procede ad un'altra acquisizione.

La prova si conclude al decrescere della coppia.

Infatti i regimi di funzionamento del trattore a basso numero di giri non sono di interesse per la sperimentazione, dal momento che non sono utilizzati durante la utilizzazione pratica del trattore.

VII.5.2 ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI

I dati acquisiti della prova vengono salvati dal PC della sala di comando in un foglio di calcolo. Le colonne riportano: la coppia applicata dal freno dinamometrico, i pesi di carburante durante la prova, i giri della presa di potenza del trattore, la coppia agente sul motore elettrico. Su altre colonne separate dalle prime, sono riportate la pressione atmosferica, la temperatura dei fumi di scarico, la temperatura del gasolio, quella dell'aria d'aspirazione e quella dell'acqua del radiatore.

I dati di ogni acquisizione vengono elaborati nel seguente modo:

il *tempo* (s) di ciascuna acquisizione è ottenuto per differenza tra il primo e l'ultimo valore di tempo memorizzato;

il *consumo di carburante* (kg/h) è ottenuto facendo la differenza tra il primo valore della serie di un intervallo di acquisizione e l'ultimo, poi dividendo per il tempo

dell'intervallo di acquisizione. Per ottenere il valore finale si moltiplica per il fattore di conversione da secondi a ore.

La *coppia applicata dal freno dinamometrico (daNm)* è mediata su tutte le letture memorizzate durante un intervallo di acquisizione, così come *i giri della presa di potenza (min⁻¹)*.

La potenza è derivata dalla coppia e dal numero di giri ed è convertita in kW con la formula seguente:

$$P = \frac{C_{pdp} \cdot N_{pdp}}{973,918} \text{ [kW]}$$

I valori di coppia, potenza e consumo specifico sono stati corretti utilizzando la formula CUNA di normalizzazione alle condizioni tipo (15° C e 1013 kPa):

$$N_c = N \cdot \left(\frac{1013}{p} \right) \cdot \left(\frac{529 + T}{544} \right)$$

Dove:

N_c valore corretto

N valore rilevato

p pressione atmosferica rilevata

T temperatura aria ambiente rilevata

Per riportare i dati del regime di rotazione della presa di potenza al regime di rotazione dell'albero motore usiamo il rapporto di trasmissione τ_{pdp} . Il valore di potenza ottenuto in questo modo non corrisponde a quello misurabile al volano a causa della perdite dovute alla trasmissione tra motore e pdp, il cui rendimento può essere stimato intorno a 0,94 in base ad una ricerca su una serie di bollettini di omologazione di trattori agricoli di caratteristiche simili a quelle del trattore in prova condotto al fine di valutare le differenze di potenza attraverso le curve caratteristiche rilevate sia al volano che alla p.d.p.

Una volta ripetuti i calcoli per tutte le acquisizioni effettuate durante la prova, si ottengono i punti per tracciare i grafici (figura e).

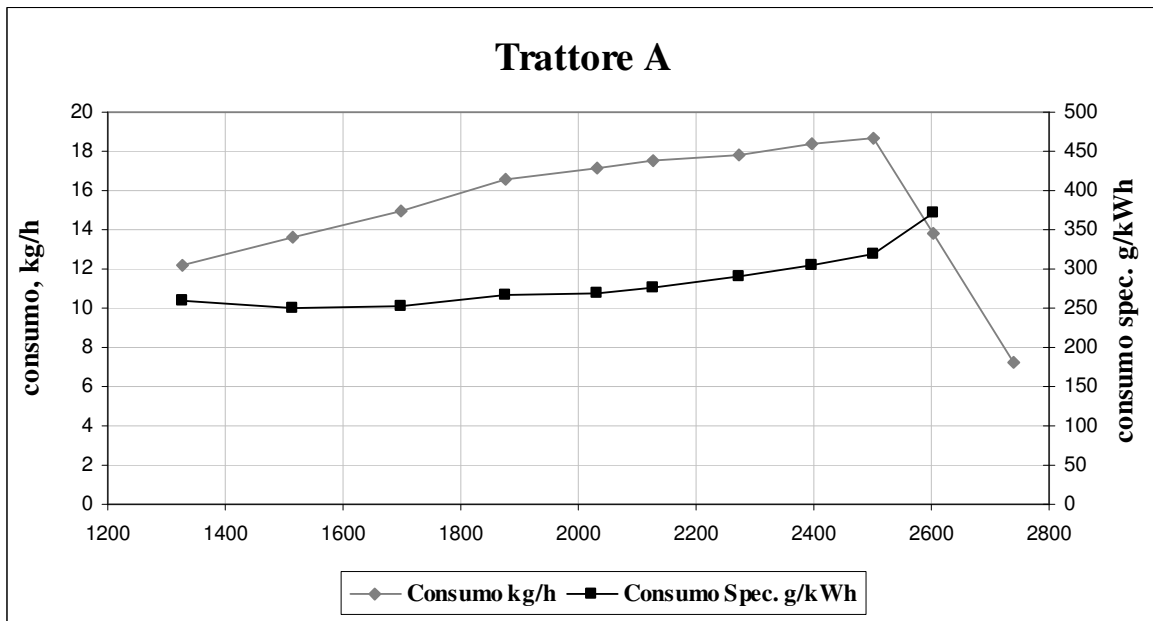
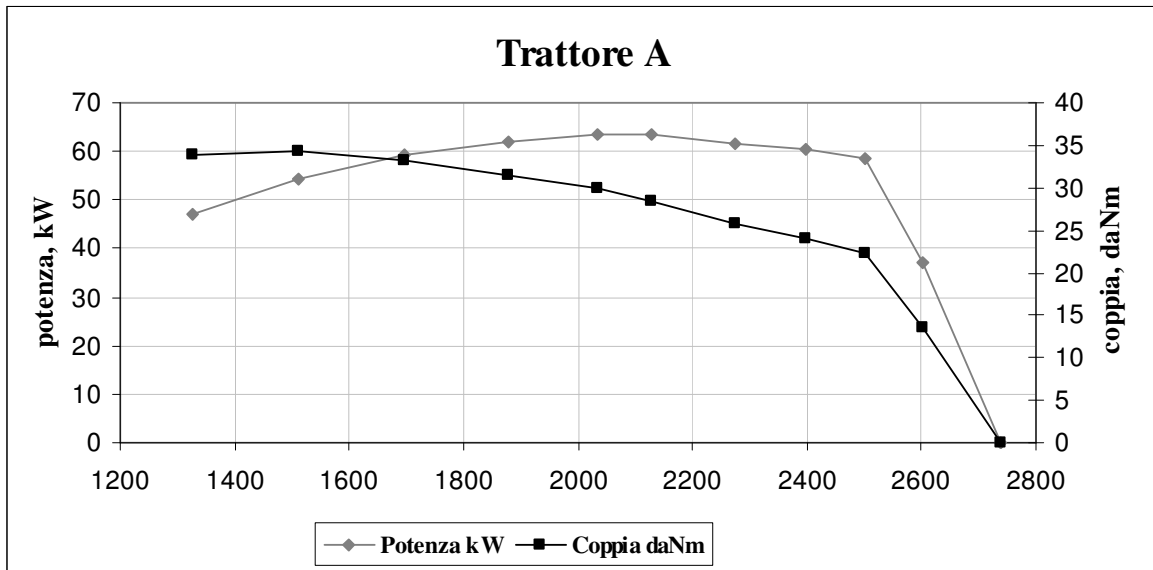


Figura VII.2 – Curve caratteristiche della coppia e della potenza, del consumo orario e specifico, del Same Krypton 100, rilevate alla p.d.p. e riportate ai regimi del motore.

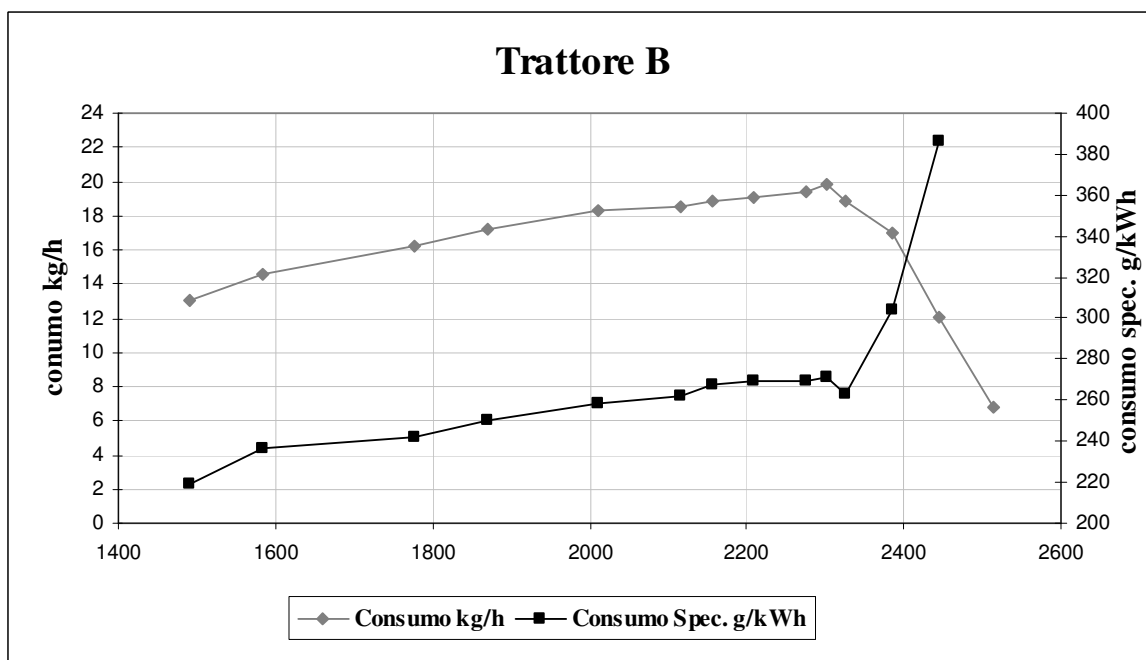
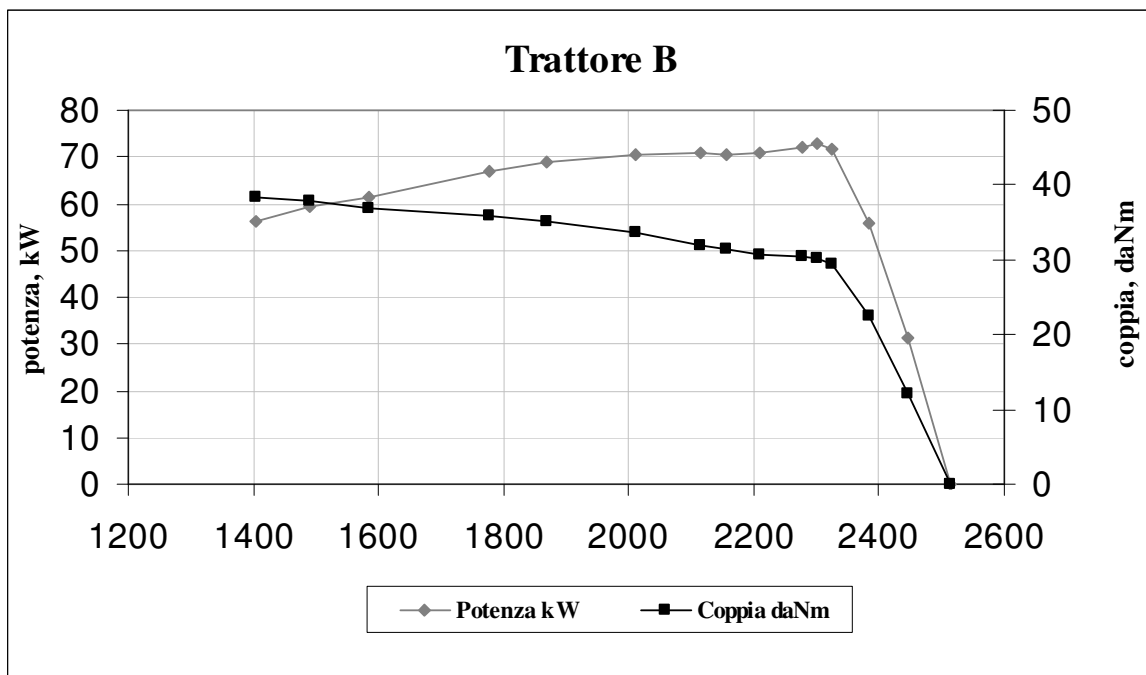


Figura VII.3 – Curve caratteristiche della coppia e della potenza, del consumo orario e specifico, del Lamborghini R4 110 DT, rilevate alla p.d.p. e riportate ai regimi del motore.

VII.6 RILIEVO DELLE CURVE CARATTERISTICHE CON I RAPPORTI DI VELOCITÀ INSERITI

VII.6.1 DESCRIZIONE DELLA PROVA

I trattori sono stati posizionati al freno dinamometrico con gli organi di propulsione sollevati da terra.

Dopo un opportuno riscaldamento del motore per ciascun trattore e di tutti i liquidi, l'operatore alla guida ha proceduto a portare l'acceleratore a fondo corsa, ha inserito il rapporto di velocità stabilito e ha disinnestato la frizione del cambio.

Dopo una prima acquisizione con la bobina del freno dinamometrico non alimentata, è stato progressivamente aumentato il carico resistente controllando il numero di giri della presa di potenza.

La prova con il rapporto di velocità inserito terminava quando il regime raggiunto dal motore aveva superato quello di coppia massima e il carico resistente era tale da determinare l'arresto del motore del trattore.

I rapporti di velocità scelti sono stati per il più lento e il più veloce: per il trattore A la 4 Ridotta-Lepre (RLep), e la 4 Veloce-Lepre (VLep) per un totale di 2 marce; per il trattore B la 3 Media – Lepre (MLep) e la 5 Lepre – Lepre (LepLep).

VII.6.2 ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI

Partendo dalle curve caratteristiche, ottenute in condizioni di massima ammissione di combustibile, l'innesto di una marcia determina una coppia resistente che il motore deve vincere per consentire la rotazione degli organi a valle della frizione (trasmissione e organi di propulsione).

Ciò, come ovvio, comporta un assorbimento di potenza tanto maggiore quanto più alto è il regime di rotazione di ruote o cingoli ed uno spostamento, quindi, del punto di funzionamento, sul piano giri-potenza e giri-coppia, alla ricerca di un nuovo punto di equilibrio.

Come si è detto in precedenza, i trattori sono stati posizionati al freno dinamometrico sollevati da terra allo scopo di rilevare le curve caratteristiche del motore senza e con marcia inserita.

Confrontando queste curve si può valutare l'assorbimento di potenza da parte della trasmissione, per un definito rapporto, lungo tutto l'intervallo di funzionamento del motore.

Questa procedura è stata applicata, su entrambi i trattori, per alcuni rapporti del cambio, riportandone i relativi diagrammi, con l'inconveniente di una lunga procedura.

I diagrammi riportati in figura VII.4 e VII.5 mostrano, per ciascun trattore, una serie di curve ottenute al freno dinamometrico che descrivono l'andamento di coppia e potenza erogate dal motore e del consumo orario.

Si può osservare la quasi perfetta sovrapposizione delle curve di consumo, il che indica che in tutte le prove il motore ha erogato, complessivamente, la stessa potenza.

Riguardo invece potenza e coppia rilevata al freno a correnti parassite, per ciascuna grandezza si osservano tre curve distinte: quella più in alto è relativa alle prestazioni del solo motore; le altre due sono riferite ai nuovi punti di equilibrio con l'inserimento di due rapporti (quella più in basso è riferita al rapporto di marcia più veloce).

In pratica, ciascuna curva descrive la coppia (o la potenza) di cui il trattore può ancora disporre dopo che è stata inserita una marcia.

Quando il motore si trova in definite condizioni di funzionamento (immissione costante), all'inserimento di un rapporto di marcia, il carico resistente, non letto dal freno, fa sì che il sistema motore-freno cerchi un nuovo punto di equilibrio con un vero e proprio "salto" da una curva di coppia (o di potenza) ad un'altra con una contemporanea variazione di regime di rotazione rispetto al valore di partenza.

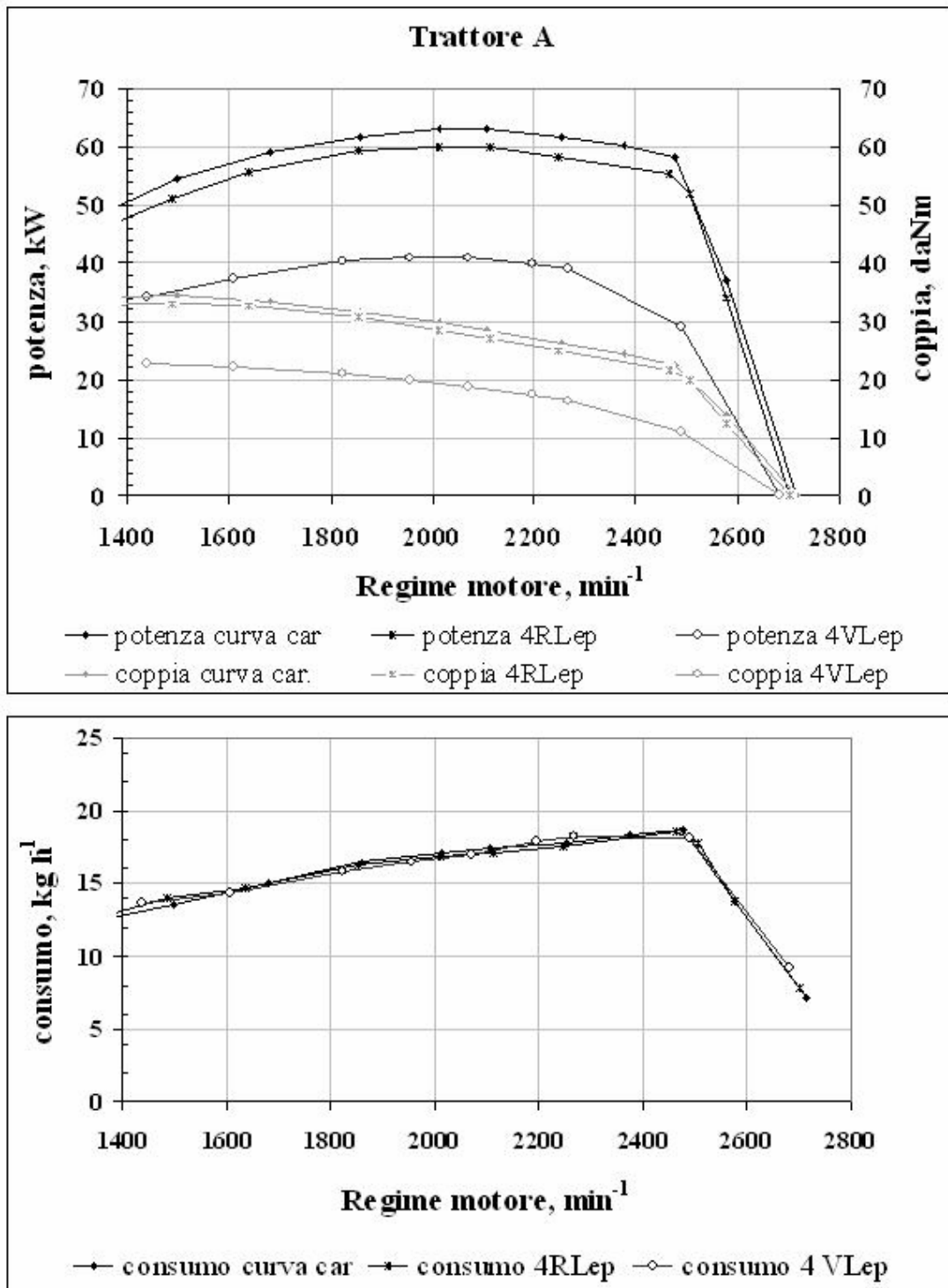


Figura VII.4 - Curve caratteristiche della potenza alla pdp con il trattore cingolato in folle e con i rapporti di velocità in legenda inseriti e consumi orari.

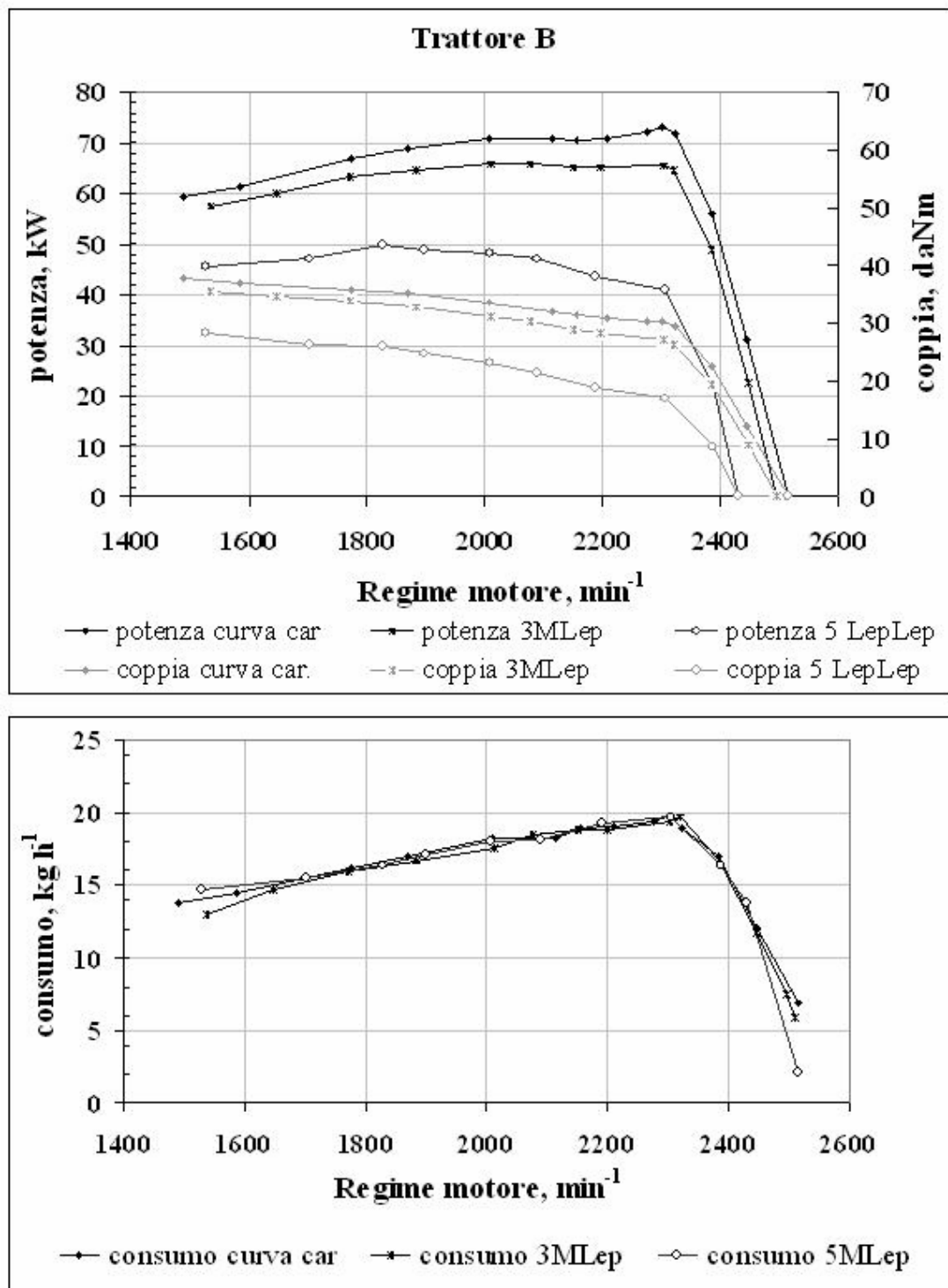


Figura VII.5 - Curve caratteristiche della potenza alla pdp con il trattore gommato in folle e con i rapporti di velocità in legenda inseriti e consumi orari.

VII.7 PROVA DELL'ASSORBIMENTO DI POTENZA USANDO IL MOTORE ELETTRICO

VII.7.1 DESCRIZIONE DELLA PROVA

Per leggere e rilevare il carico resistente esterno dovuto alla messa in funzione di un qualsivoglia servizio ad un numero di giri richiesto i casi sono due:

- avere una mappatura completa del funzionamento del motore, tenendo anche conto delle variabili di temperatura, pressione ed altro;

- inserire l'azione attiva del motore elettrico riportando il punto di funzionamento sopra quello ottenuto prima di inserire la resistenza di una marcia (oppure di un impianto di condizionamento) e leggere il valore di coppia e giri dati dal sistema di acquisizione montato sul motore elettrico.

Per verificare la bontà della procedura proposta e quantificare le variazioni di coppia, potenza e regime, partendo dalla curva a massima ammissione realizzata secondo i codici OCSE, sono state effettuate prove con il motore elettrico in tandem al freno dinamometrico, secondo le seguenti modalità.

In questa prova usiamo il motore elettrico, collegato con una flangia e un albero cardanico al freno dinamometrico, per fornire potenza al trattore in prova controllando i giri della pdp.

Dopo un opportuno riscaldamento del trattore e di tutti i liquidi, abbiamo proceduto a portare il regolatore del numero di giri in massima ammissione e abbiamo inserito il rapporto di velocità stabilito.

La successione delle operazioni eseguite con i trattori in prova sono state ripetute ad intervalli stabiliti di regime della presa di potenza ed hanno seguito il diagramma di flusso riportato in Figura VII.2. All'inizio della prova è stato inserito il rapporto di velocità I- Veloce -Lepre con la frizione disinnestata.

Il carico frenante applicato dal freno dinamometrico è nullo. Si è atteso il raggiungimento dell'equilibrio del sistema e si è proceduto alla prima acquisizione dati.

Successivamente l'operatore sul trattore ha proceduto all'innesto della frizione.

Dopo un tempo sufficiente per il raggiungimento dell'equilibrio con gli organi di propulsione in rotazione si è provveduto nuovamente all'acquisizione.

A questo punto l'operatore al comando del motore elettrico ha procurato il ripristino del numero di giri iniziali.

Si è atteso nuovamente per il riequilibrio del sistema e si è proceduto all'ultima acquisizione del punto con carico resistente nullo.

La prima fase della prova si è conclusa con il disinnesto della frizione del trattore.

Questo procedimento è stato ripetuto con carichi frenanti del freno dinamometrico via via crescenti entro l'intervallo di regime della pdp di interesse.

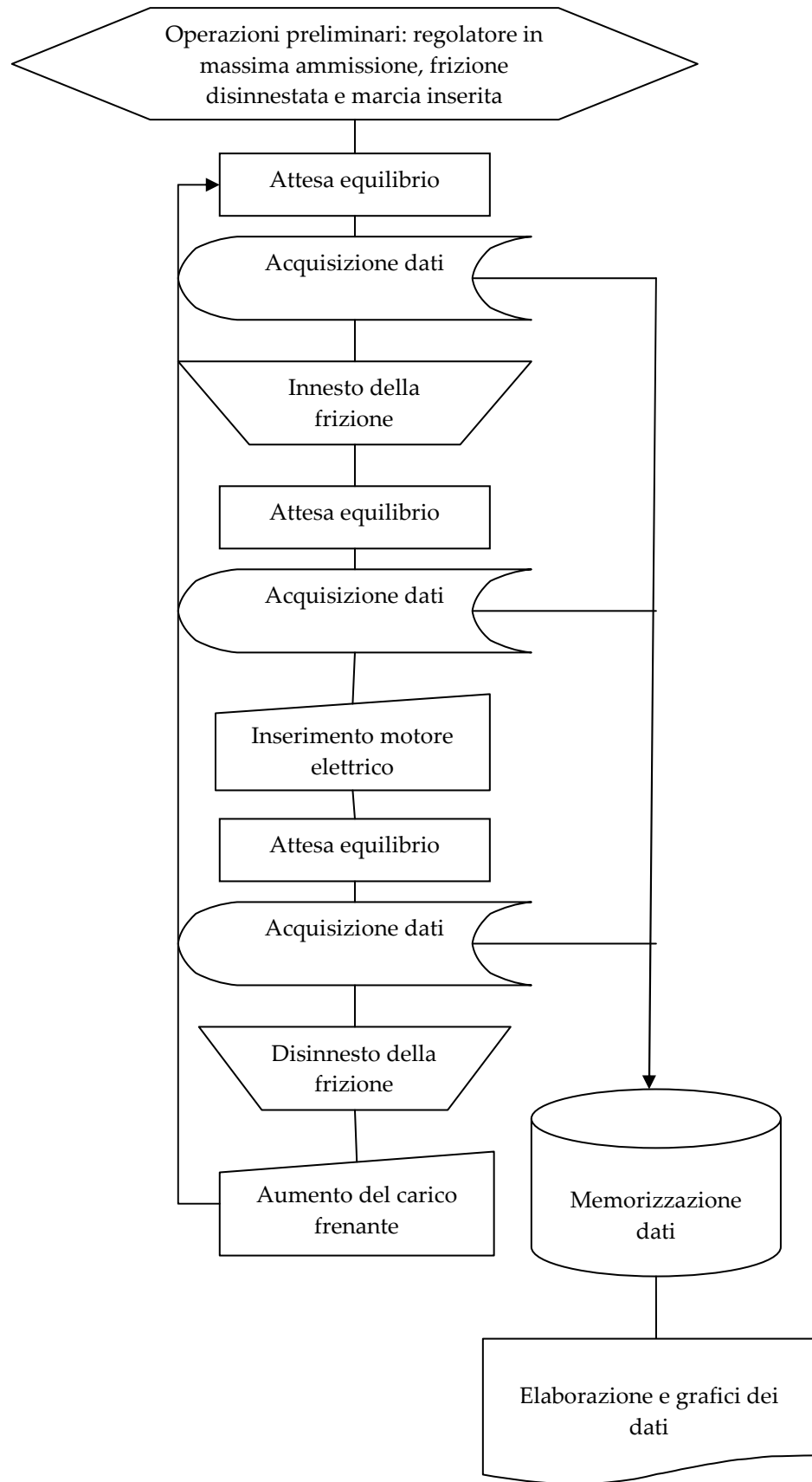


Figura VII.2 - Diagramma di flusso della prova con l'ausilio del motore elettrico.

VII.7.2 ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI

Nei diagrammi di figura VII.7 e VII.8 sono riportati i risultati di tali prove.

Sono visibili diverse coppie di punti uniti da un segmento rettilineo. Esse descrivono la variazione delle condizioni di funzionamento del motore (potenza e di regime) determinate dall'inserimento della marcia.

Come ci si attendeva, per entrambi i trattori, in ciascuna coppia di punti, un punto giace su una curva coincidente con la curva caratteristica senza marcia, mentre l'altro giace su una curva inferiore, diversa da quella caratteristica relativa al rapporto considerato.

I diagrammi mostrano anche ulteriori due curve che identificano:

- l'andamento della potenza erogata dal motore elettrico fornita ai vari regimi del motore, a meno di incertezze di misurazione, per ripristinare le condizioni di partenza dopo l'inserimento della marcia;
- l'andamento delle differenze di potenza per ogni coppia di punti riferite al regime ottenuto senza marcia.

Queste due curve differiscono fra loro per andamento e significato.

La prima restituisce la potenza assorbita dalla trasmissione a parità di regime ed ha un andamento decrescente determinato dal fatto che, mentre la coppia esercitata dal motore elettrico, lungo tutta la curva, risulta abbastanza costante per ciascun rapporto, il regime di rotazione diminuisce procedendo da destra verso sinistra.

La seconda curva invece fornisce, per effetto dell'inserimento di una marcia, la potenza ancora disponibile e sfruttabile per le lavorazioni.

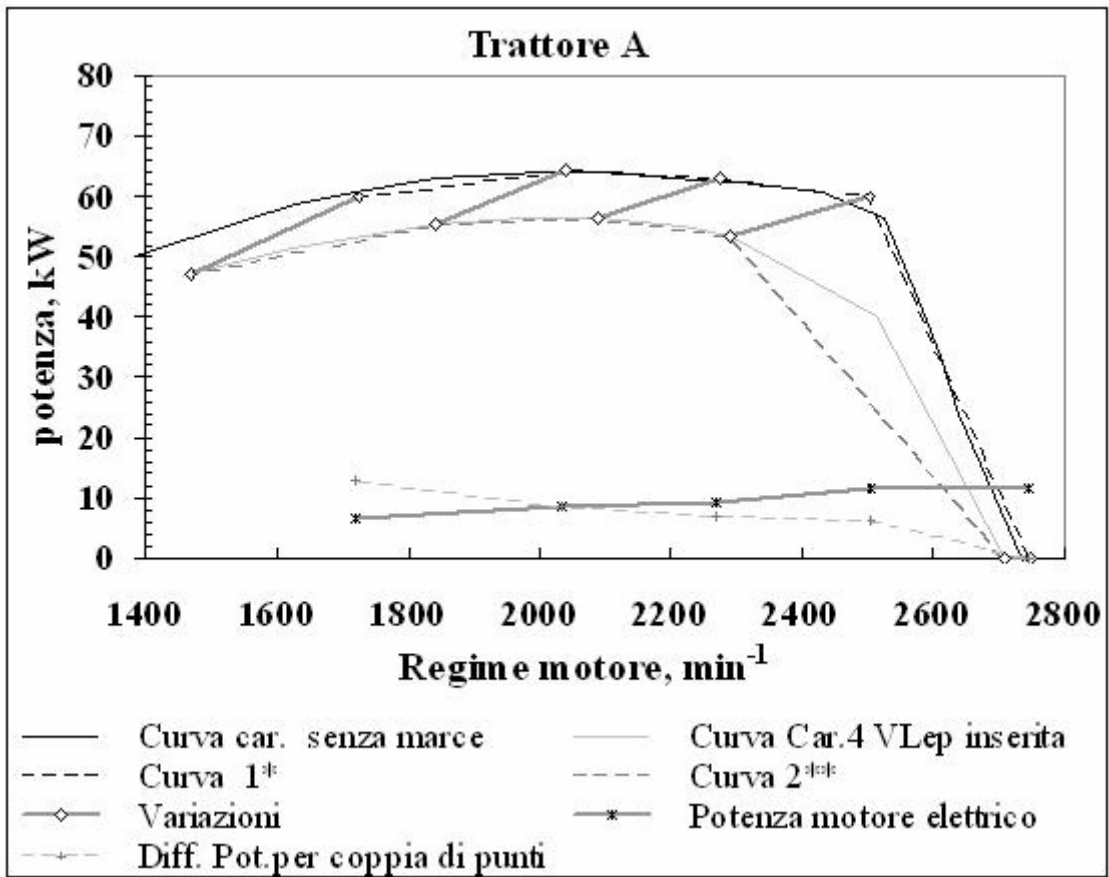


Figura VII.7 -Trasferimento dalla curva di potenza in folle a quella con la marcia inserita a vari regimi del motore (trattore A).

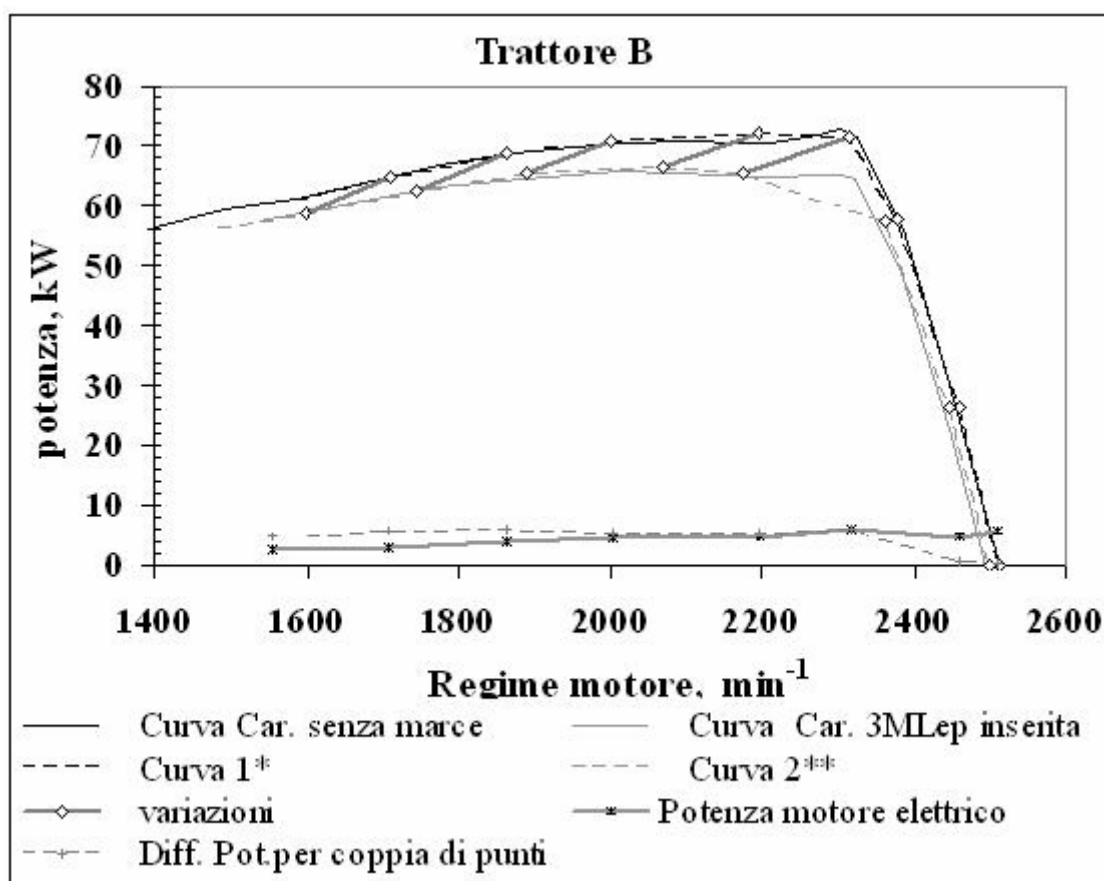


Figura VII.8 -Trasferimento dalla curva di potenza in folle a quella con la marcia inserita a vari regimi del motore (trattore B).

VII.8 PERDITA DI POTENZA ALLA PRESA DI POTENZA IN FUNZIONE DELLA VELOCITÀ DEGLI ORGANI DI PROPULSIONE

VII.8.2 DESCRIZIONE DELLA PROVA

Il trattore, senza rapporto di velocità inserito, è stato regolato al regime di potenza massima, impostando il carico resistente del freno dinamometrico con il controllo sulla velocità di rotazione della presa di potenza (650 min^{-1}).

Su disposizione dell'operatore in sala di comando, l'operatore alla guida del trattore innesta un rapporto di velocità; segue un transitorio dopo il quale viene fatta una acquisizione a marcia inserita.

L'operatore poi disinnesta la marcia e si procede ad una nuova acquisizione con il pedale della frizione schiacciato.

Questo procedimento è ripetuto per tutti i rapporti di velocità dei trattori in prova a partire dalla marcia più veloce.

VII.8.2 ELABORAZIONE DEI DATI E GRAFICI

I dati sono stati elaborati e ordinati in funzione del rapporto di velocità inserito. Per ogni marcia sono state calcolate le diminuzioni misurate alla pdp di:

- Numero di giri
- Coppia motrice
- Potenza

I valori delle velocità degli organi periferici di propulsione sono stati calcolati facendo riferimento al regime di p.d.p. rilevato, tramite il valore del rapporto di trasmissione corrispondente.

Le figure VII.9 e VII.10 mostrano rispettivamente la diminuzione di coppia [daNm], di regime [min^{-1}] e di potenza [kW] determinata dall'innesto del rapporto di velocità riportato in ascisse, rispetto alla coppia, al regime e alla potenza nello stato di massima potenza rilevata con il motore in folle.

Le variazioni sono più accentuate per i rapporti di velocità più elevati.

Nei diagrammi di figura VII.9 e VII.10, le potenze rilevate sono state messe in relazione con la velocità periferica degli organi di propulsione. Negli stessi diagrammi sono pure riportate le curve di regressione dei punti rilevati e le relative funzioni che consentono di stimare la potenza richiesta dalla trasmissione per l'avanzamento ad una data velocità per ciascuna gamma con coefficienti di regressione decisamente elevati (circa 0.995).

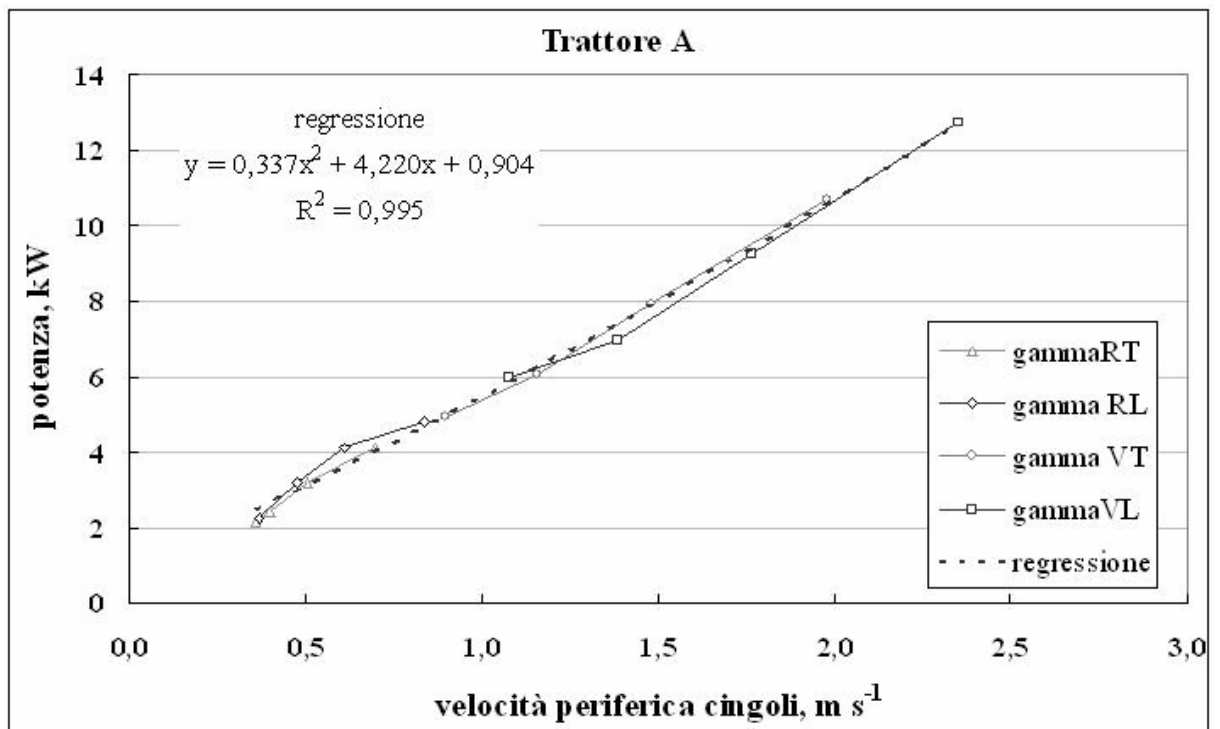


Figura VII.8 - Curve della potenza assorbita dalla trasmissione in funzione della velocità periferica dei cingoli.

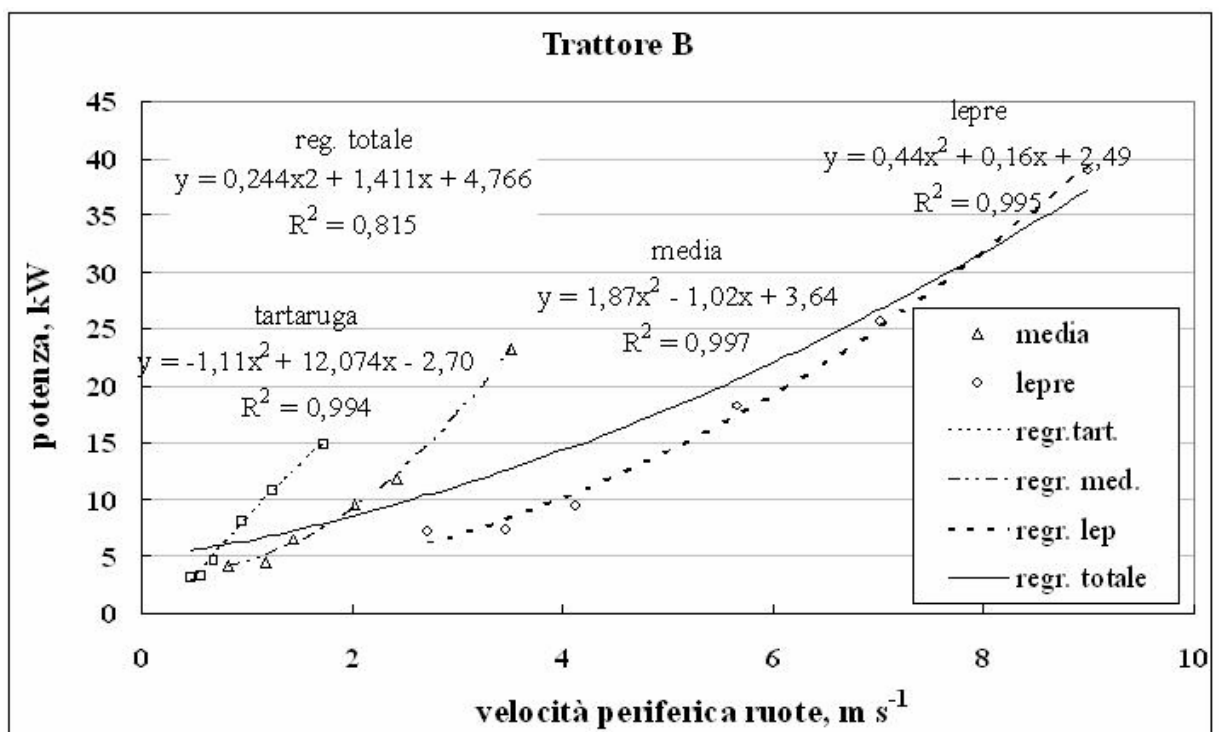


Figura VII.3 - Curve della potenza assorbita dalla trasmissione in funzione della velocità periferica delle ruote.

Nei diagrammi di figura VII.11 e VII.12, in base ai dati ottenuti sulle potenze impegnate per la trasmissione sono riportate in grigio le aree di potenza ancora disponibile dopo l'inserimento dei vari rapporti di marcia.

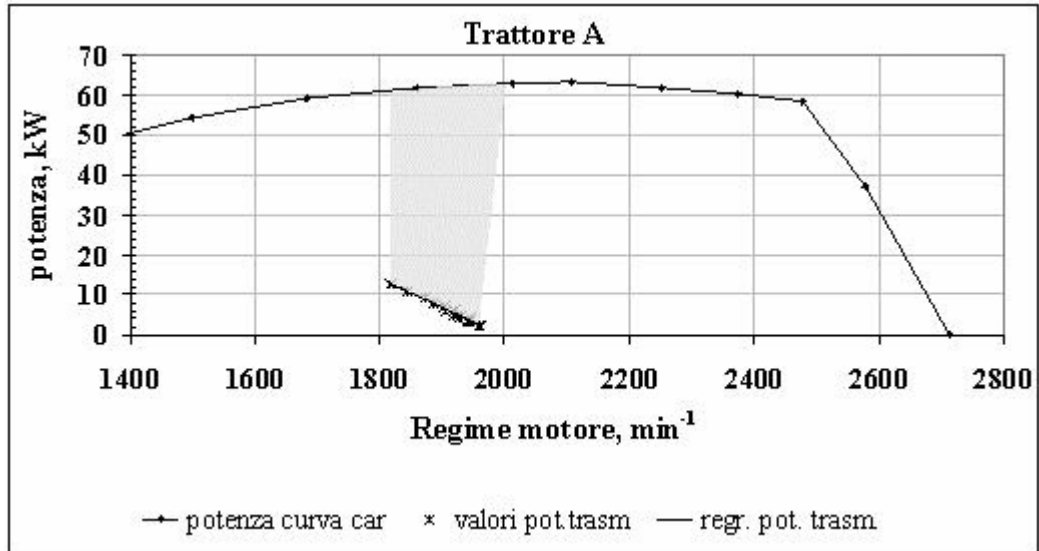


Figura VII.12 – Potenza assorbita dalla trasmissione e curva caratteristica di potenza. L'area in grigio rappresenta la potenza disponibile al netto delle richieste da parte della trasmissione (trattore A).

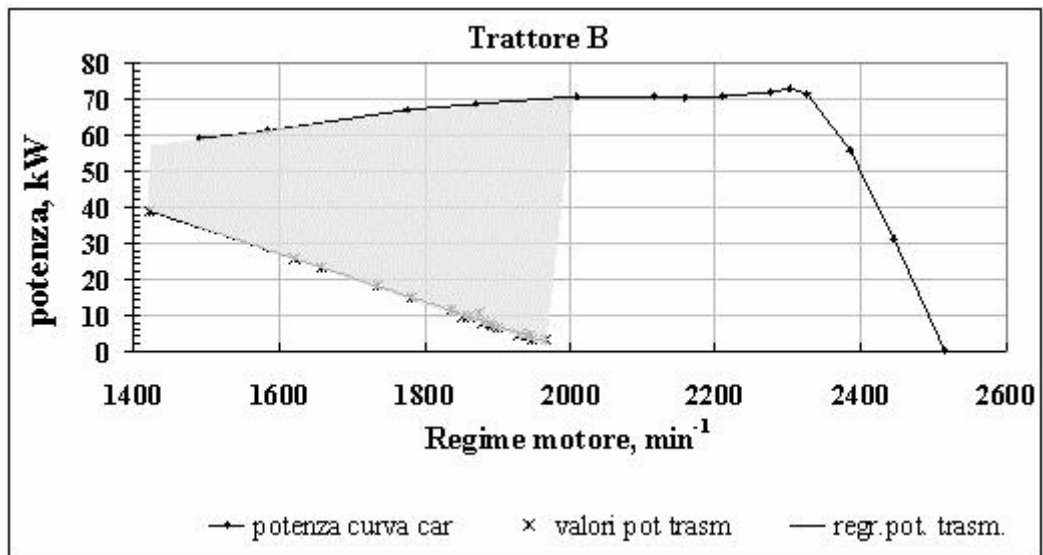


Figura VII.12 – Potenza assorbita dalla trasmissione e curva caratteristica di potenza. L'area in grigio rappresenta la potenza disponibile al netto delle richieste da parte della trasmissione (trattore B).

VII.9 DETERMINAZIONE DELLE CURVE CARATTERISTICHE CON CLIMATIZZATORE INSERITO

Con lo stesso procedimento di cui ai paragrafi precedenti sono state determinate le curve di potenza e coppia del trattore B con climatizzatore inserito partendo dalle curve caratteristiche.

Il climatizzatore è stato azionato alla sua massima capacità di raffreddamento e con ventilatore alla velocità più alta.

Dal diagramma di figura VII.13 si rileva una differenza fra i valori a parità di regime, di circa 2 kW lungo tutto l'intervallo di funzionamento.

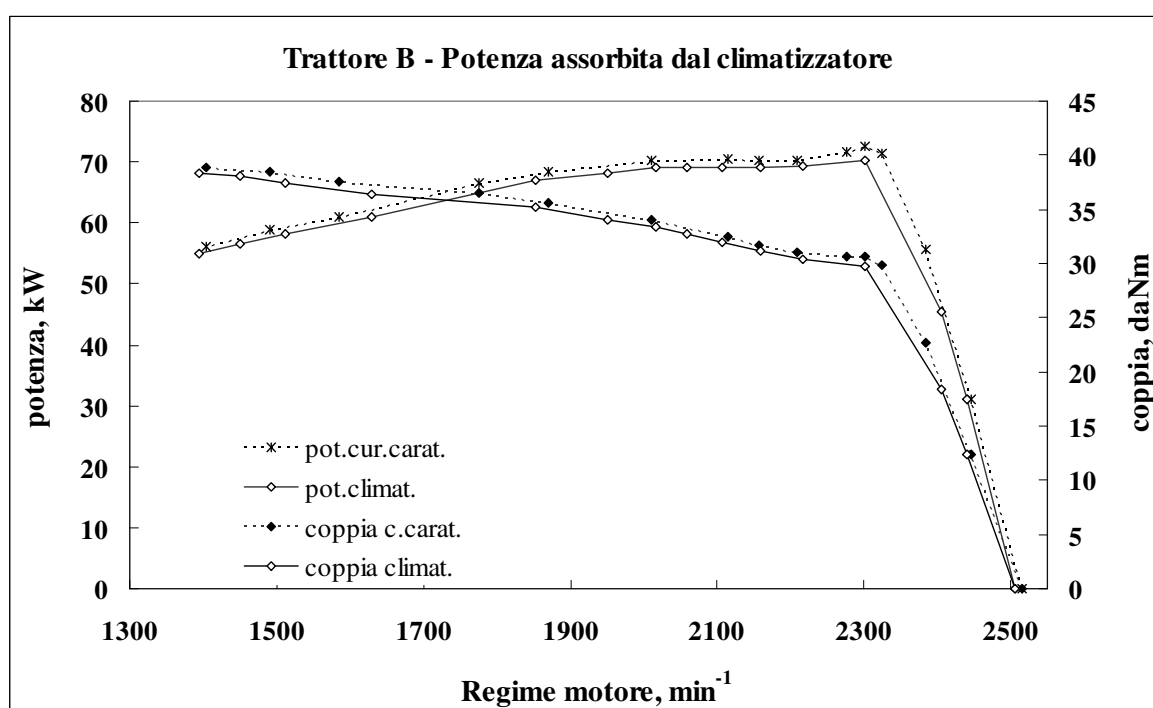


Figura VII.4 – Potenza assorbita dal climatizzatore nella cabina del trattore B.

CONCLUSIONI

Bilancio dinamico-energetico dei trattori agricoli: prove per il rilievo della potenza richiesta da sistemi accessori

La capacità di conoscere le reali prestazioni di un trattore agricolo può essere incrementata attraverso l'approfondimento di aspetti relativi all'analisi delle singole funzioni che il trattore stesso è chiamato a svolgere. A tale scopo è necessario mettere a punto apposite metodologie con i relativi sistemi strumentali.

L'integrazione fra le nuove informazioni ottenute e quanto evidenziato dalle metodologie più consolidate, come i codici O.C.S.E., può fornire un quadro completo delle caratteristiche delle macchine provate, costituendo strumento di orientamento nelle scelte degli operatori.

In tale contesto, l'attenzione è stata rivolta al rilievo della potenza richiesta dalla trasmissione e dal sistema di climatizzazione. Il dispositivo di prova utilizzato si è dimostrato capace di rilevare tali richieste di potenza con un buon grado di dettaglio. La corrispondenza fra i dati forniti dal freno dinamometrico e quelli del motore elettrico ha costituito elemento di validazione del sistema. In funzione delle condizioni iniziali di funzionamento del motore, è stato possibile trarre delle stime accurate della richiesta di potenza da parte della trasmissione in funzione della velocità periferica degli organi di propulsione, della potenza residua (al netto della potenza di trasmissione) che il motore può destinare alle altre funzioni, tenendo conto anche delle variazioni di regime determinate dall'inserimento delle marce e della potenza necessaria al funzionamento del climatizzatore. Successivi approfondimenti serviranno a stabilire se il sistema proposto può essere utilizzato con le trasmissioni di più recente introduzione (es. quelle a variazione continua della velocità) e a definire una metodologia che codifichi le procedure e le condizioni di prova più adatte ad evidenziare le caratteristiche della trasmissioni provate.

Ciò risulta importante in quanto, se da un lato le moderne trasmissioni contribuiscono ad incrementare la versatilità dei trattori, dall'altro, il loro impiego comporta richieste di potenza nettamente maggiori rispetto a quelle più tradizionali.

Il quadro del bilancio dell'impiego della potenza erogata dal motore sarà ulteriormente completato da analoghi studi (in corso) relativi alle fasi operative vere e proprie, quali

l'autodislocamento, la trazione, l'azionamento della presa di potenza (nonché la combinazione delle due), anche in relazione a diversi tipi di superficie, pendenza ecc.

BIBLIOGRAFIA

Capitolo I

- AA.VV., La trattrice agricola, Roma, E.N.I. Ente Nazionale Idrocarburi, 1978, pp. V-318.
- Bagaglia Learco e Bolli Paola, La moderna trattrice agricola, Bologna, Edizioni Agricole, 1990, pp. VII-155
- Barger E.L., Liljedahl J.B., Carleton W.M., McKibben E.G., Tractors and their power units, Second Edition, U.S., John Wiley & Sons Inc., 1963, pp.V-524.
- Bedosti Andrea, Il trattore agricolo, Bologna, Ed agricole, 1995, pp. V-302.
- Pellizzi G., L'idraulica applicata alle machine agricole, in Macchine agricole domani, n°9 Novembre 2004, pp.79-83.
- Biondi Paolo, Meccanica Agraria - Le macchine agricole, 1999.

Capitolo II

- Febo P., Pessina D., Rizzato E., Valutazione delle prestazioni di trazione tramite i dati delle prove Ocse, in L'informatore agrario, n° 17, 1988, pp. 31-43.
- Gasparetto E., Confronto tra 10 trattori a 4 ruote motrici della classe 100-120 Cv, in L'informatore agrario, n° 44, 1986, pp. 71-82.
- Gasparetto E., Trolli C., Viola L., Sono utili per le trattrici agricole le prove di trazione su pista?, in L'informatore agrario, n° 45, 1990, pp. 43-49.
- OECD, OECD Standard Codes for the official testing of agricultural and forestry tractors, Paris, February 2007.
- Piccarolo P., Validità delle prove OECD: aspetti funzionali per le trattrici a due ruote motrici, in Rivista di Ingegneria Agraria, n°3-4, 1976, pp. 141-152.
- www.enama.it
- www.oecd.org

Capitolo III

- Lazzari M., Le Macchine Operatrici, in Corso di Meccanica agraria, Università di Udine.
- MacMillan R.H., The Mechanics of tractor-implement performance, s.l., University of Melbourne, 2002, pp. 1-165.

Capitolo IV

- Conte L., Santoro G. Vassallini G., Attrezzature e strumentazioni ISMA per prove a punto fisso e in campo dei trattori agricoli, Annali dell'Istituto Sperimentale per la Meccanizzazione Agricola, vol. XVII, 1990-1991.
- Giacometti G., Santoro G., Sensori e strumenti per prove di campo su trattori e macchine agricole, in Macchine e motori agricoli, n° 12, dicembre 1987, pp. 35-43.
- Santoro G., Giacometti G., Colzani G., Sistema computerizzato per il rilievo delle prestazioni alla presa di potenza dei trattori. Curve caratteristiche e di isoconsumo, Annali dell'Istituto Sperimentale per la Meccanizzazione Agricola, vol. XIV, 1987.

Capitolo V

- Fanigliulo R., Realizzazione di un sistema integrato per le prove di motrici e operatrici, Dottorato di ricerca in Meccanica agraria, Università La Tuscia di Viterbo.
- Pochi D., Ragni L., Santoro G., Un laboratorio mobile per l'analisi delle interazioni trattrice-operatrice-terreno, in Rivista di Ingegneria Agraria, n° 27(4), 1996, pp. 193-197.
- Ragni L., Santoro G., Un laboratorio mobile per l'analisi delle interazioni trattrice-operatrice-terreno. Parte prima: Descrizione dell'attrezzatura, in Rivista di Ingegneria Agraria, n° 27(2), 1996, pp. 65-72.
- Santoro G., Colzano G., Cammelli A., Prove di trazione di un trattore gommato: strutture, attrezzature e strumentazioni, in Macchine e motori agricoli, n° 11, 1987, pp. 111-122.

Capitolo VI

- Santoro G., Colzani G., Same Laser 150 VDT, in Macchine e motori agricoli, n° 8, agosto 1986, pp. 25-38.
