

MANUALE
DI
OLEODINAMICA

INDICE

INDICE	2
PREFAZIONE	9
1 INTRODUZIONE	10
2 FUNZIONI DELLE APPARECCHIATURE OLEODINAMICHE	13
3 STATICA DEI FLUIDI	15
3.1 I FLUIDI E LA PRESSIONE	15
3.2 PRINCIPIO DEI VASI COMUNICANTI	15
3.2.1 Azioni meccaniche sui fluidi: la pressione	16
3.3 PRESSIONI ESERCITATE SUI FLUIDI	18
3.3.1 La legge di Pascal	18
3.4 LA PRESSIONE ATMOSFERICA	20
3.5 FORZA E PRESSIONE	21
3.6 MISURA DELLA PRESSIONE	21
3.7 MANOMETRI	22
3.8 UNITÀ DI MISURA INGLESE PER LA PRESSIONE	25
3.9 FORZA, LAVORO E POTENZA	25
3.9.1 Applicazioni della legge di Pascal	26
4 DINAMICA DEI FLUIDI	29
4.1 CAUSE E CARATTERISTICHE DEI MOTI E DELL'ENERGIA DEI FLUIDI	29
4.1.1 Cause dei moti: differenze di pressione	29
4.2 CARATTERISTICHE DEL MOTO DEI LIQUIDI	29
4.3 PRINCIPIO DI BERNOULLI	30
4.4 PORTATA	32
4.5 VELOCITÀ DEL FLUIDO	33
4.6 NUMERO DI REYNOLDS	34
4.7 PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE	36
4.8 CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE	36
4.9 MOTO LAMINARE	36
4.10 MOTO TURBOLENTO	37
4.11 PERDITE DI CARICO CONCENTRATE	37
5 FLUIDI IDRAULICI	39
5.1 CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI IDRAULICI	39
5.2 CARATTERISTICHE DEI FLUIDI IDRAULICI	40
5.3 LA VISCOSITÀ DEL FLUIDO VARIA CON LA TEMPERATURA	42
5.3.1 Influenza della temperatura sulla viscosità	43
5.3.2 Indice di viscosità	43
5.3.3 Significato dell'indice di viscosità	43
5.4 CONSIDERAZIONI SULLA SCELTA DEI FLUIDI IN BASE ALLA VISCOSITÀ	44
5.5 PESO SPECIFICO	45
5.6 COMPRIMIBILITÀ	46
5.6.1 Temperatura di esercizio	47
5.7 POTERE LUBRIFICANTE E PROPRIETÀ ANTIUSURA	48
5.8 INFIAMMABILITÀ	49
5.9 TOSSICITÀ	50
5.10 SETTORI CARATTERISTICI DI IMPIEGO DEI DIVERSI FLUIDI IDRAULICI	50
5.10.1 Acqua	50
5.10.2 Olio minerale	51
5.10.3 Fluidi sintetici a base d'acqua	51
5.10.4 Fluidi sintetici non acquosi	51
6 IMPIANTO OLEODINAMICO ELEMENTARE	52
6.1 SIMBOLI OLEODINAMICI	57

INDICE

6.2	SIMBOLOGIA	58
7	COMPONENTI OLEODINAMICI (1°GRUPPO)	65
7.1	SERBATOIO	65
7.1.1	Funzioni del serbatoio	65
7.1.2	Dimensionamento del serbatoio	66
7.1.3	Verifica del volume	66
7.1.4	Caratteristiche costruttive dei serbatoi	66
7.2	FILTRI	70
7.2.1	Perché i sistemi oleoidraulici richiedono un controllo della contaminazione	70
7.2.2	Tolleranze critiche dei componenti	71
7.2.3	Guasti tipici dei componenti	71
7.2.4	Contaminazione	72
7.2.5	Filtri	75
7.2.6	Componenti	77
7.2.7	Criteri di scelta dei filtri	77
7.2.8	Definizioni	87
7.3	INDICATORI DI LIVELLO	93
8	POMPE	96
8.1	FUNZIONAMENTO	96
8.2	CLASSIFICAZIONE	97
8.3	PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO	97
8.3.1	Pompe non-volumetriche	97
8.3.2	Pompe ad elica	99
8.4	POMPE VOLUMETRICHE	100
8.4.1	Pompe alternative	100
9	POMPE ROTATIVE	101
9.1	POMPE AD INGRANAGGI	101
9.1.1	Principi di funzionamento e caratteristiche costruttive	101
9.1.2	Volume di schiacciamento	103
9.1.3	Bilanciamento delle pompe ad ingranaggi	103
9.2	POMPE A PALETTE	104
9.2.2	Bilanciatura	105
9.3	POMPE A PALETTE A PORTATA VARIABILE	108
9.3.2	Metodologia di lavoro della pompa a portata variabile	109
9.4	POMPE ROTATIVE A PISTONI	110
9.4.1	Pompa a pistoncini radiali	110
9.4.2	Pompe a pistoncini assiali	111
9.5	POMPE A PISTONI ASSIALI A CILINDRATA VARIABILE	115
9.6	DATI CARATTERISTICI DELLE POMPE	117
9.7	CAVITAZIONE	118
10	MOTORE ELETTRICO	121
10.1	CARATTERISTICHE E PRESTAZIONI DEI MOTORI ELETTRICI ASINCRONI TRIFASE	122
11	GRUPPI MOTOPOMPA	123
11.1	RIDUZIONE DEL RUMORE	124
11.1.1	Flusso acustico	124
11.1.2	Possibilità di riduzione del rumore	125
11.1.3	Emissioni acustiche delle pompe e loro riduzione	126
11.1.4	Influenza del processo d'aspirazione	126
11.1.5	Motori elettrici	128
11.1.6	Riduzione della propagazione del suono via solido	128
12	VALVOLE DI SICUREZZA	131
12.1	VALVOLE DI SICUREZZA PILOTATE	133
12.2	VALVOLE DI MASSIMA PRESSIONE SERIE R4V	134
12.2.1	Descrizione	134
12.2.2	Funzionamento	134

INDICE

12.3	PILOTAGGIO A SCARICO DELLE VALVOLE DI SICUREZZA	136
12.4	MESSA A SCARICO MEDIANTE ELETTRODISTRIBUTORE	136
13	VALVOLE DI RITEGNO	137
13.1	VALVOLE DI RITEGNO SEMPLICI	137
14	VALVOLE DISTRIBUTRICI	139
14.1	DISTRIBUTORI A QUATTRO VIE A COMANDO MANUALE	140
14.2	ELETTROVALVOLE	141
14.2.1	Pilotaggio interno	144
14.2.2	Pilotaggio esterno derivato dalla linea di pressione	146
14.3	ELETTROVALVOLE A CARTUCCIA	146
15	TIPI E FUNZIONAMENTO DEI SOLENOIDI	148
15.1	SOLENOIDI A TRAFERRO	148
15.2	SOLENOIDI A BAGNO D'OLIO	148
15.3	SOLENOIDI A CORRENTE CONTINUA	149
15.4	SOLENOIDI A CORRENTE ALTERNATA	149
15.5	CONFRONTO TRA SOLENOIDI A CORRENTE CONTINUA E A CORRENTE ALTERNATA	150
15.5.1	Tempi di risposta	150
15.5.2	Affidabilità	151
15.5.3	Considerazioni pratiche	151
15.6	SOLENOIDI VARIABILI	151
15.6.1	Solenoidi proporzionali	152
16	REGOLAZIONE DELLA PORTATA MEDIANTE STROZZAMENTO	153
16.1	VALVOLE DI STROZZAMENTO	153
17	SCAMBIATORI DI CALORE	156
17.1	TIPI DI SCAMBIATORI A SUPERFICIE IMPIEGATI IN OLEOIDRAULICA.	156
17.1.1	Scambiatori ad acqua	156
17.1.2	Scambiatori ad aria	157
17.2	INSTALLAZIONE DEGLI SCAMBIATORI	157
18	CILINDRI	158
18.1	CILINDRI A SEMPLICE EFFETTO	158
18.2	CILINDRI A DOPPIO EFFETTO	159
18.3	ALTRI TIPI	159
18.4	MATERIALI	160
18.5	GUARNIZIONI	160
18.6	FRENATURA DI FINE CORSA	161
18.7	MONTAGGIO, MESSA IN OPERA E MANUTENZIONE DEI CILINDRI OLEODINAMICI	163
18.7.1	Manutenzione	163
19	CIRCUITO 2	164
20	COMPONENTI OLEODINAMICI (2°GRUPPO)	166
20.1	ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI	166
20.2	FUNZIONI DEGLI ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI	167
20.3	FUNZIONAMENTO E DIMENSIONAMENTO DEGLI ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI	167
20.3.1	Dimensionamento	170
20.4	ESEMPI APPLICATIVI	171
20.4.1	Accumulo d'energia	171
20.4.2	Azionamento d'emergenza	173
20.4.3	Compensazione di forze	174
20.4.4	Compensazione di trafilamenti	175
21	PRESSOSTATI	179
22	VALVOLE DI SEQUENZA E BILANCIAMENTO	181
22.1	FUNZIONAMENTO VALVOLA DI SEQUENZA DENISON SERIE R4S	181
22.2	TARATURA DELLE VALVOLE DI SEQUENZA	182

INDICE

22.3	VALVOLA DI BILANCIAMENTO	183
22.3.1	Funzionamento valvola OIL CONTROL	184
23	VALVOLE RIDUTTRICI DI PRESSIONE	187
24	MOTORI OLEODINAMICI VOLUMETRICI	191
24.1	CARATTERISTICHE PECULIARI DEI MOTORI VOLUMETRICI	191
24.2	TIPI COSTRUTTIVI	194
24.2.1	Motori a ingranaggi esterni e interni	194
24.2.2	Motori a palette	195
24.2.3	Motore oleodinamico DENISON a palette	196
24.2.4	Motori a pistoni	198
24.2.5	Motori orbitali	199
25	CIRCUITO 3	201
26	COMPONENTI OLEODINAMICI (3°GRUPPO)	202
26.1	VALVOLE DI SICUREZZA E SCARICO PER ACCUMULATORI	202
26.1.1	Valvole di scarico DN10 / DN25/ DN32/ SERIE R4U	203
27	VALVOLE DI DECELERAZIONE	205
27.1	CIRCUITO A DUE VELOCITÀ	206
28	VALVOLE DI RITEGNO PILOTATE	208
28.1	FUNZIONAMENTO VALVOLA C4V	211
29	APPLICAZIONI DELLE VALVOLE DI RITEGNO	213
30	REGOLATORI DI PORTATA CON COMPENSATORE IDROSTATICO	222
30.1	REGOLATORE DI PORTATA DENISON SERIE 2F1C	225
30.1.1	Descrizione	225
30.1.2	Funzionamento	226
31	EFFETTI DELLA CONTROPRESSIONE ALLO SCARICO	228
32	DIVISORI DI FLUSSO	231
32.1	DOPPIO REGOLATORE DI PORTATA	231
32.2	DOPPIO MOTORE OLEODINAMICO ACCOPPIATO	231
32.3	DIVISORI DI FLUSSO AD INGRANAGGI	232
32.4	EQUALIZZATORI DI FLUSSO	232
32.5	DIVISORI DI FLUSSO	233
32.6	DIVISORI DI FLUSSO A CURSORE	234
33	INTENSIFICATORI DI PRESSIONE	237
34	VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE O ELEMENTI LOGICI	238
34.1.1	Come si può inquadrare quest'elemento nell'ambito dei componenti idraulici di comando?	238
34.2	PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO	239
34.3	IMPIEGO E PROPRIETÀ	241
34.4	VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE, FUNZIONI DI DISTRIBUZIONE	242
34.4.1	Tipi di pilotaggio	243
34.5	PILOTAGGIO (PRELIEVO D'OLIO) DALL'ATTACCO A	243
34.5.1	Pilotaggio diretto (senza valvola pilota)	243
34.5.2	Pilotaggio dall'attacco B	245
34.5.3	Pilotaggio diretto (senza valvola pilota)	245
34.6	PILOTAGGIO ESTERNO	245
34.7	CIRCUITO DI DISTRIBUZIONE CON VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE	246
34.7.1	Pilotaggio di 4 valvole a cartuccia a 2 vie mediante valvole pilota separate	246
34.7.2	Pilotaggio di 4 valvole a cartuccia a 2 vie mediante un'unica valvola pilota	248
34.7.3	Comando del cilindro con controllo della velocità	251
34.8	CONFRONTO TRA DISTRIBUTORI A CASSETTO E VALVOLE A CARTUCCIA	253
34.8.1	Caratteristiche dei distributori a cassetto:	253
34.8.2	Caratteristiche delle valvole a cartuccia a 2 vie:	253

INDICE

34.9	FUNZIONE DI LIMITAZIONE PRESSIONE CON TARATURA MANUALE	254
34.10	ELEMENTI LOGICI TIPO SCREW-IN (AVVITATE)	254
34.11	APPLICAZIONI DEGLI ELEMENTI LOGICI	256
34.11.1	Cesoia oleodinamica per colata continua billette	256
34.11.2	Comando oleodinamico per ribaltamento forno di colata	258
35	SCELTA DEL TIPO PIU'CONVENIENTE DI CENTRALINA OLEODINAMICA	260
35.1	SCHEMA FUNZIONALE	260
35.1.1	Impianti con distributori a centro aperto	261
35.1.2	Impianti con distributori a centro chiuso	265
35.2	CIRCUITO RIGENERATIVO	272
36	CIRCUITI LOAD-SENSING	276
36.1	PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO	276
36.2	EVOLUZIONE DEI SISTEMI IDRAULICI VERSO IL SISTEMA LS	279
37	DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO OLEODINAMICO	287
37.1	PRESSIONE MASSIMA D'ESERCIZIO	287
37.2	DIMENSIONAMENTO DEGLI ATTUATORI	287
37.2.1	Determinazione dei cilindri oleodinamici	288
37.2.2	Determinazione dei motori oleodinamici rotanti	289
37.3	METODO GRAFICO PER LA DEFINIZIONE DEI CICLI DI LAVORO	291
37.3.1	Definizione dei segnali DI comando	291
37.3.2	Stesura del diagramma dei movimenti	294
37.4	PORTATA DELLA POMPA	297
37.5	POTENZA DEL MOTORE DI COMANDO	298
38	DIMENSIONAMENTO DELLE TUBAZIONI	299
38.1	DETERMINAZIONE DEL DIAMETRO NOMINALE	301
38.2	SCELTA DEL MATERIALE	303
38.3	PRESSIONI NOMINALI	303
39	REALIZZAZIONE ED INSTALLAZIONE DEI SISTEMI TUBIERI PER IMPIANTI OLEODINAMICI	304
39.1	CRITERI DI PROGETTAZIONE	304
39.2	COLLEGAMENTO TRA TUBI	304
39.3	RACCORDI	305
39.3.1	Collegamento tra tubo e raccordo	305
39.3.2	Collegamento tra raccordi e componenti oleodinamici	307
39.3.3	Collegamenti flangiati	311
39.4	STAFFE	311
39.5	TUBI FLESSIBILI	312
39.5.1	Tubi flessibili con terminali montati a pressione	312
39.5.2	Scelta del tubo flessibile	314
39.5.3	Montaggio dei tubi flessibili	316
39.5.4	Condizioni per l'esercizio dei tubi flessibili	318
39.5.5	Esempi di possibili difetti	318
39.6	INNESTI RAPIDI	319
40	DEFINIZIONE DEI FILTRI	320
40.1	DETERMINAZIONE DELLA FINEZZA DI FILTRAZIONE	321
41	BILANCIO TERMICO E DETERMINAZIONE DELLO SCAMBIATORE DI CALORE	322
41.1	SCAMBIATORE DI CALORE	323
41.2	FONDAMENTI DI CALCOLO	323
41.3	SOTTRAZIONE DI CALORE CON SCAMBIATORI TERMICI	324
41.3.1	Serbatoio come scambiatore di calore	324
41.3.2	Scambiatori di calore attivi	324
41.4	REGOLAZIONE DEL BILANCIO TERMICO	325
42	MESSA IN MARCIA DEGLI IMPIANTI OLEODINAMICI	328

INDICE

42.1	LAVAGGIO PREVENTIVO E PREPARATIVI PER LA MESSA IN FUNZIONE	328
42.1.1	Preparazione al lavaggio	328
42.1.2	Lavaggio	328
42.1.3	Riempimento serbatoio	329
42.1.4	Condizioni di montaggio	329
42.1.5	Collegamenti elettrici	329
42.2	AVVIAMENTO DELLE POMPE	329
42.2.1	Pompe a palette	329
42.2.2	Pompe a pistoncini	330
42.3	ESPULSIONE DELL'ARIA DAL CIRCUITO	330
42.4	VALVOLA DI SFIATO ARIA	330
42.5	TARATURA DELLE VALVOLE	331
42.5.1	Valvole di sicurezza	331
42.5.2	Valvole di sequenza	332
42.5.3	Valvole riduttrici di pressione	332
42.6	TARATURA DEI PRESSOSTATI	332
42.6.1	Pressostati collegati direttamente	333
42.7	PRECARICA DEGLI ACCUMULATORI	334
42.7.1	Verifica	334
42.7.2	Gonfiaggio della sacca	334
42.8	REGOLAZIONE DEGLI INDICATORI DI LIVELLO ELETTRICI	334
43	MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI OLEODINAMICI	335
43.1	SCELTA DEL SISTEMA DI MANUTENZIONE	335
43.2	CHE COSA ISPEZIONARE	337
43.3	FREQUENZA DELLE ISPEZIONI	337
44	CAUSE DI GUASTO IN UN IMPIANTO OLEODINAMICO	342
44.1	ERRORI NELLA PROGETTAZIONE	342
44.1.1	Pressione massima insufficiente	343
44.1.2	Portata inferiore al valore richiesto	343
44.2	MONTAGGIO ERRATO DEI COMPONENTI	343
44.3	SCHEMA DEI COMPONENTI NON IDONEO	343
44.4	COMPONENTI NON CORRETTAMENTE REVISIONATI	344
45	UNIFICAZIONE DEI COMPONENTI	345
46	GUASTO ELETTRICO O GUASTO MECCANICO?	347
46.1	CICLO DI FUNZIONAMENTO	347
46.2	SOVRACCARICO DEL MOTORE ELETTRICO	348
46.2.1	Valvole di regolazione della pressione	348
46.3	SEZIONAMENTO DEL CIRCUITO	348
47	RICERCA DELLE CAUSE DI IRREGOLARE FUNZIONAMENTO	351
47.1	TRASCINAMENTO D'ARIA NEL CIRCUITO OD ECCESSIVA FORMAZIONE DI SCHIUMA	351
47.2	LA POMPA NON EROGA OLIO	351
47.3	MANCANZA DI PRESSIONE NEL CIRCUITO	351
47.4	LA PRESSIONE SI MANTIENE BASSA O FLUTTUANTE	351
47.5	POMPA ECCESSIVAMENTE RUMOROSA	351
47.6	TEMPERATURA DELL'OLIO ECCESSIVA	352
47.7	PERDITE DALLE GUARNIZIONI DELLA POMPA	352
47.8	CUSCINETTI DELLA POMPA DANNEGGIATI	352
47.9	LA POMPA SOVRACCARICA IL MOTORE	352
48	REGOLAZIONE AUTOMATICA	353
48.1	REGOLAZIONE AD ANELLO APERTO E ANELLO CHIUSO	354
48.2	ANELLO CHIUSO, IL COMANDO - MISURAZIONE ED ATTUAZIONE	355
48.3	RAPIDITÀ DI RISPOSTA E STABILITÀ	356
48.4	TRASDUTTORI	357
48.4.1	Trasduttori di pressione	358
48.4.2	Trasduttori di velocità angolare (RPM)	359

INDICE

49	DISTRIBUTORI MANUALI AD AZIONAMENTO PROPORZIONALE	360
50	SERVOSISTEMI ELETTROIDRAULICI	364
50.1	SERVOVALVOLE ELETTROIDRAULICHE	364
50.2	DIFFERENZA TRA CIRCUITO DI REGOLAZIONE E SERVOCOMANDO	369
50.2.1	Circuito di regolazione	369
50.2.2	Servocomando	370
51	TECNICA DELLE VALVOLE PROPORZIONALI	372
51.1	I MAGNETI PROPORZIONALI	373
51.1.1	Magnete a forza regolata	373
51.1.2	Magnete a posizione regolata	374
51.2	VALVOLE PROPORZIONALI: CON TRASDUTTORE O SENZA TRASDUTTORE	375
51.2.1	Conclusioni	377
51.3	VALVOLE DISTRIBUTRICI PROPORZIONALI	377
51.3.1	Azionamento proporzionale diretto	378
51.3.2	Azionamento proporzionale pilotato	378
51.4	APPLICAZIONI DELLE VALVOLE DISTRIBUTRICI PROPORZIONALI	381
51.4.1	Controllo di velocità per unità di traslazione	381
51.4.2	Comando a distanza di un braccio manipolatore	382
51.4.3	Controllo della posizione orizzontale di piattaforme di lavoro sospese	382
51.4.4	Dispositivo copiatore	383
51.4.5	Telecomando per pompa a portata variabile	383
51.5	VALVOLE PROPORZIONALI DI PRESSIONE	384
51.5.1	Valvole proporzionale di massima pressione a comando diretto	384
51.5.2	Valvole proporzionali di massima pressione pilotata	386
51.5.3	Valvola proporzionale riduttrice di pressione pilotata	387
51.6	APPLICAZIONI DELLE VALVOLE PROPORZIONALI DI PRESSIONE	388
51.6.1	Servofreno ad azione diretta	388
51.6.2	Avvolgitore a tiro costante	388
51.6.3	Pressa per la formatura di paraurti	389
51.7	VALVOLE PROPORZIONALI DI CONTROLLO PORTATA	389
51.8	APPLICAZIONI DELLE VALVOLE PROPORZIONALI DI CONTROLLO PORTATA	391
51.8.1	Controllo della velocità di rotazione di una betoniera	391
51.8.2	Dispositivo di controllo per macchina spargisale	392
51.9	MONTAGGIO, AVVIAMENTO E MANUTENZIONE DI SERVOVALVOLE E VALVOLE PROPORZIONALI	393
51.9.1	Montaggio	393
51.9.2	Messa in esercizio	394
51.9.3	Filtraggio	394
51.9.4	Fonti di inquinamento	395
51.9.5	Lavaggio dell'impianto	397
51.10	MANUTENZIONE	398
51.10.1	Sostituzione cartuccia	398
51.10.2	Controllo della contaminazione del fluido	398

PREFAZIONE

Al pari di altri settori della tecnologia, l'idraulica è, nel contempo, moderna ed antica.

L'uso della ruota idraulica è tanto remoto da precedere la storia scritta, mentre l'utilizzo di fluidi in pressione per la trasmissione ed il controllo dei movimenti ha avuto il suo maggiore sviluppo dopo gli anni '50.

La tecnica moderna ha scoperto nell'oleodinamica un formidabile aiuto nella soluzione di quasi tutti i problemi di automazione, di servocomando e regolazione.

SMC Italia S.p.A. si augura che il presente manuale possa servire ai tecnici a comprendere meglio i principi di funzionamento delle apparecchiature in modo da facilitare, estendere e migliorare la loro applicazione.

1 INTRODUZIONE

Col progredire della tecnica nelle lavorazioni industriali aumentano le necessità di avere a disposizione delle forze d'azionamento sempre più elevate, accompagnate da una notevole velocità degli spostamenti da effettuare.

Tali condizioni difficilmente possono ottenersi, in modo semplice, usando dei sistemi meccanici di trasmissione dell'energia (come ingranaggi, leve o camme).

In un qualsiasi macchinario industriale si ha normalmente una alimentazione con energia elettrica; nei mezzi semoventi, come trattori, escavatori, ruspe o sollevatori, l'energia viene immessa tramite un motore termico, a scoppio o diesel.

Considerando perciò il caso più comune, che è quello in cui si ha a disposizione dell'energia elettrica, si deve provvedere alla sua trasformazione in energia meccanica necessaria per gli scopi cui è adibita la macchina che è considerata.

L'energia elettrica è resa disponibile sotto la forma di moto rotatorio per mezzo di un motore elettrico. Quando il moto richiesto dalla macchina che è considerata è di tipo rotatorio, è relativamente facile ottenere gli azionamenti, derivandosi direttamente dal motore elettrico (per mezzo d'ingranaggi, alberi di trasmissione o pulegge con cinghie).

Per semplificare, invece, la trasformazione dell'energia elettrica in arrivo, in energia meccanica sotto forma di moto rettilineo, sono stati ideati dei sistemi funzionanti per mezzo di fluidi in movimento, quali i gas e i liquidi.

Contrariamente ai solidi, che sono caratterizzati da una struttura molecolare rigida, i fluidi si caratterizzano per la libertà che hanno le loro molecole di spostarsi le une rispetto le altre.

In un gas le molecole si respingono ed esso tende ad espandersi e ad occupare tutto lo spazio disponibile; però la forza di repulsione è limitata e quindi i gas sono molto comprimibili.

In un liquido le molecole possono spostarsi le une rispetto le altre, ma la loro distanza relativa rimane invariata, perciò un liquido ha la libertà di forma di un gas e l'incomprimibilità di un solido.

I fluidi impiegati normalmente negli impianti industriali sono quelli sotto elencati:

Olio minerale

Soluzione d'acqua e glicole

Fluidi sintetici ininfiammabili

Emulsioni d'olio minerale e acqua

Acqua

Aria compressa

Gli impianti funzionanti con i primi tre tipi di fluidi sono concettualmente identici tra loro; si dovranno solamente adottare materiali diversi per la costruzione delle apparecchiature giacché occorre tenere presente il più o meno elevato potere lubrificante o l'azione corrosiva di alcuni fluidi.

Detti impianti sono comunemente denominati: "**Impianti Oleodinamici**".

L'acqua e l'aria compressa sono fluidi che richiedono apparecchiature con particolari caratteristiche costruttive e che non sono considerate in questa trattazione.

Diamo in Fig.1.1 il concetto base di un circuito elementare per la trasformazione dell'energia elettrica, in un movimento rettilineo, servendosi di un semplice **"Impianto Oleodinamico"**.

Un impianto oleodinamico ha la funzione di trasmettere la forza mediante un fluido. Contenuto in un serbatoio, il fluido è aspirato da una pompa e mandato, attraverso organi di regolazione e distribuzione, ad azionare un attuatore cui trasmette la forza richiesta.

Il carico gravante sull'attuatore determina la resistenza incontrata dall'attuatore stesso nel suo movimento. Tale resistenza richiede al fluido oleodinamico una pressione proporzionale al carico, pressione regolata da apposite valvole inserite nel circuito.

L'entità e la direzione della mandata dalla pompa all'attuatore possono inoltre essere regolate mediante valvole supplementari.

Per la sua ridotta comprimibilità, il fluido oleodinamico si presta bene a trasmettere forze anche cospicue, è facilmente regolabile e idoneo a risolvere numerosi problemi d'azionamento.

Un impianto oleodinamico si può suddividere in tre gruppi fondamentali: (Fig.1.1)

Gruppo di trasformazione dell'energia elettrica in energia idraulica (serbatoio, accessori e motopompa).

Gruppo di regolazione e distribuzione dell'energia idraulica (regolatori di pressione, regolatori di portata e valvole direzionali)

Gruppo di trasformazione dell'energia idraulica in meccanica (attuatori).

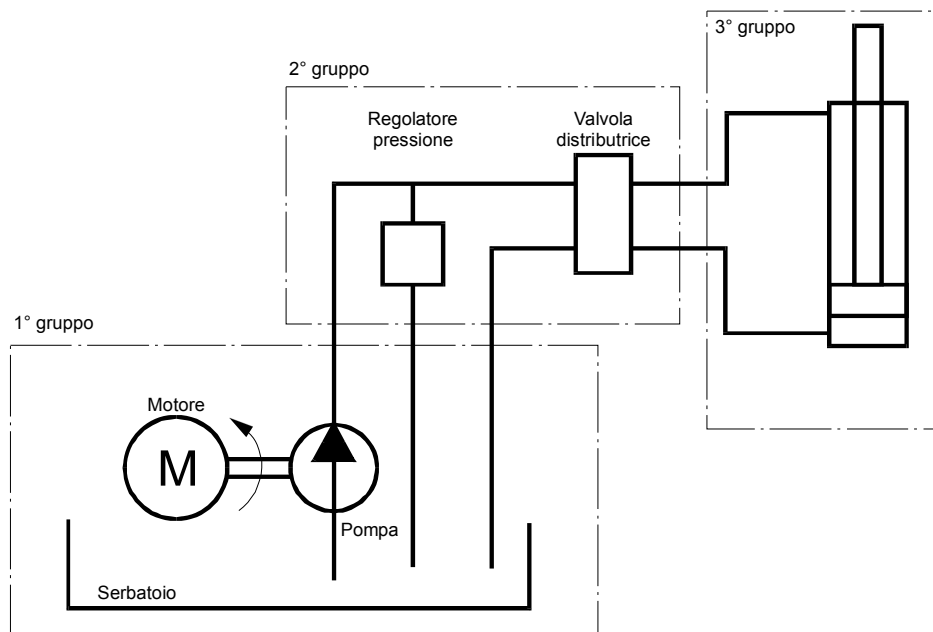


Fig.1.1

Un sistema di tubazioni collega tali gruppi e si dirama fra i componenti dei gruppi stessi.

La disposizione dei gruppi può essere molto diversa. In generale il serbatoio, i motori elettrici, le pompe nonché gli organi di distribuzione e regolazione sono riuniti in un complesso denominato "centralina". Nel caso d'impianti grandi può essere conveniente separare il gruppo motore-pompa-serbatoio dal gruppo di regolazione e distribuzione.

La sistemazione del serbatoio, del motore e delle pompe, in un gruppo separato dalla macchina operatrice o dall'impianto cui sono destinati, rappresenta la soluzione più diffusa e riesce generalmente vantaggiosa.

Quale vettore d'energia, il fluido è un elemento essenziale dell'impianto oleodinamico. Le caratteristiche e prestazioni d'esercizio del fluido sono determinanti per il funzionamento regolare e la durata delle apparecchiature.

Le caratteristiche fisiche del fluido, combinate alle prestazioni delle apparecchiature determinano il rendimento dell'impianto.

Un elemento fondamentale è poi l'integrità del fluido. Temperature di funzionamento oltre 70°C e la presenza di sporcizia per filtraggio insufficiente provocano rapidamente l'ossidazione e l'invecchiamento del fluido.

Tali condizioni determinano usure anomale nelle apparecchiature con disfunzioni e frequenti avarie degli impianti.

2 FUNZIONI DELLE APPARECCHIATURE OLEODINAMICHE

La trasmissione oleodinamica svincola il punto d'utilizzazione dell'energia da punto di produzione.

Consente poi di regolare la forza e la velocità in modo progressivo e continuo.

Per realizzare la trasmissione oleodinamica occorrono, in entrata, pompe che trasformino la potenza meccanica in idraulica e, in uscita, attuatori che ritrasformino la potenza idraulica in potenza meccanica proporzionale ad una forza o una coppia e ad una velocità.

In entrata si dispone di potenza meccanica, ossia di coppia e velocità rotatoria. In uscita si dispone di attuatori rotanti - ossia motori oleodinamici eroganti una coppia e una velocità angolare - oppure si dispone d'attuatori lineari - ossia cilindri oleodinamici eroganti una forza e una velocità lineare.

La pompa oleodinamica deve essere volumetrica, deve, cioè, offrire una buona tenuta interna fra la zona di aspirazione e quella di mandata, tenuta indispensabile per mantenere pressione alla mandata.

Secondo le esigenze dell'impianto, la pompa oleodinamica può avere cilindrata fissa, oppure cilindrata variabile con dispositivi di regolazione incorporati.

A differenza delle pompe non volumetriche (pompe centrifughe e pompe ad elica), la mandata di una pompa oleodinamica è poco influenzata dalla pressione creata dal carico, ossia dalla resistenza incontrata dall'attuatore nell'azionare la macchina operatrice.

Un carico eccessivo potrebbe pertanto provocare una pressione altissima. Da qui la necessità di limitare la pressione massima dell'impianto oleodinamico mediante una valvola di regolazione pressione denominata valvola di sicurezza o limitatore di pressione.

Una volta raggiunto il valore di pressione tarato sulla valvola di sicurezza, la valvola stessa si apre e scarica al serbatoio tutta o parte della mandata della pompa. In tal modo l'attuatore, sottoposto a resistenza eccessiva, riduce od interrompe il proprio movimento.

Nelle loro diverse varianti, le valvole di regolazione pressione presiedono alle seguenti funzioni:

- limitare la pressione massima dell'impianto;**
- ridurre la pressione di un ramo secondario rispetto a quella del ramo principale;**
- alimentare o escludere più rami di un circuito in successione;**
- creare una contropressione;**
- mantenere una pressione residua;**
- caricare l'accumulatore idraulico alla pressione prevista.**

Le valvole direzionali provvedono a smistare la portata; presentano molte varianti idonee ad esigenze diverse, nonché con comando manuale, meccanico, elettrico, idraulico od elettroidraulico.

Le valvole di intercettazione e di blocco provvedono ad intercettare o bloccare la portata. Possono essere munite di sbloccaggio idraulico.

Le valvole di regolazione portata, o regolatori di portata, provvedono a variare la portata; hanno diverse conformazioni, quali la valvola di strozzamento e il regolatore di portata con compensazione di pressione e temperatura.

Esistono inoltre in esecuzione a due o tre vie.

Completano l'impianto oleodinamico il serbatoio, i filtri d'aria, i filtri d'olio, gli accumulatori idraulici e i pressostati (interruttori a pressione).

Tutte le apparecchiature e funzioni qui appena citate verranno in seguito analizzate nei dettagli funzionali e costruttivi.

Passiamo ora ad esaminare i principi basilari della meccanica dei fluidi.

3 STATICA DEI FLUIDI

3.1 I FLUIDI E LA PRESSIONE

Fluidi perfetti e fluidi reali. La materia si presenta in tre stati d'aggregazione: solido, liquido e gassoso. I liquidi e i gas, avendo in comune la "fluidità", sono chiamati fluidi, e la meccanica che si riferisce a loro è la "meccanica dei fluidi".

Come la meccanica dei solidi, anche quella dei fluidi si suddivide in "statica dei fluidi" (studio dell'equilibrio dei fluidi) e "dinamica dei fluidi" (studio dei loro moti con le cause e gli effetti).

Per distinguere, quando occorre, i liquidi dai gas, separa la "idrostatica" dalla "aerostatica", la "idrodinamica" dalla "aerodinamica".

Nella meccanica dei solidi è stato vantaggiosamente introdotto il concetto di "solido perfetto" (il "sistema rigido"), dotato d'assoluta invariabilità di forma e di volume: similmente, nella meccanica dei fluidi conviene introdurre il concetto di fluido perfetto.

Riguardo alla "forma" del fluido, bisogna distinguere il liquido perfetto dal gas perfetto perché il liquido ha un volume proprio, che conserva immutato con qualunque compressione (il liquido perfetto è incompressibile), mentre il gas non ha un volume proprio, potendolo variare illimitatamente, in modo da assumere tutto lo spazio concesso.

Alcuni liquidi reali (per es. olio, nafta, glicerina, ecc.) hanno fluidità minore di altri (acqua, alcool, etere, mercurio, ecc.): nei movimenti che obbligano le loro particelle a scorrere le une sulle altre (per es. nel defluire da un recipiente a un altro), si manifestano effetti di un attrito "interno", misurato come si vedrà dalla loro viscosità.

Oltre ad una certa viscosità, ciascun liquido reale presenta una lieve compressibilità: il suo volume subisce piccole contrazioni se sottoposto a fortissime compressioni. Al cessare di queste però, il liquido riprende immediatamente il suo volume, manifestando in tal modo una perfetta elasticità.

3.2 PRINCIPIO DEI VASI COMUNICANTI

Questo principio esprime l'effetto della forza di gravità su un liquido fermo contenuto in una serie di recipienti aperti all'atmosfera e in comunicazione tra loro.

Proprio per la citata libertà di forma, il liquido si dispone liberamente nei diversi "vasi"; mentre per equilibrare le "pressioni" interne esso raggiunge in ciascun vaso il medesimo livello H. (fig 3.1)

Per un più approfondito chiarimento del fenomeno che determina il principio dei vasi comunicanti, analizziamo ora le sottoelencate condizioni.

Se una massa liquida occupa solo una parte del recipiente in cui è versata, una parte della superficie che ne delimita il volume non è in contatto con le pareti del contenitore e costituisce la superficie libera del liquido.

La forma di tale superficie libera non è vincolata dalle pareti del contenitore, ma viene assunta tenendone presenti la fluidità e le forze (di gravità, di coesione, d'adesione, ecc.) agenti sulle sue molecole. Rispetto alla gravità, le molecole della superficie libera si comportano come gravi appoggiati: esse raggiungono l'equilibrio solo se il piano d'appoggio è orizzontale, perché solo così la

forza peso di ciascuna è priva di quelle componenti che determinerebbero movimenti laterali (Fig. 3.2 a, b).



Fig. 3.1

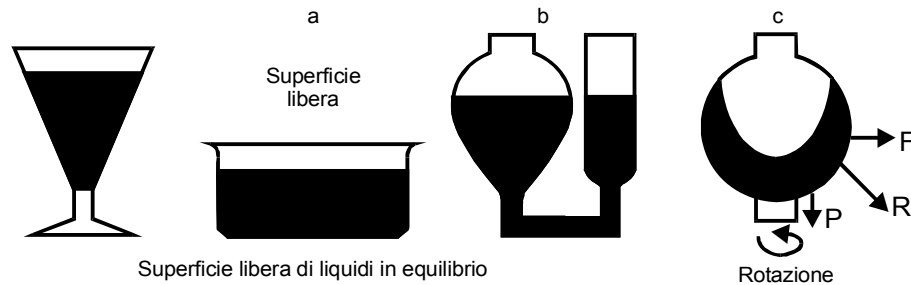


Fig. 3.2

Ne deriva che la superficie libera di un liquido in equilibrio, soggetto all'azione della sola gravità, è piana e orizzontale per modeste estensioni (liquido in un bicchiere, in una vasca, l'acqua di uno stagno o di un laghetto, ecc.) *; per grandi estensioni (mari, oceani), invece essa assume una forma convessa, prossima a quella di calotta sferica.

Se il liquido è soggetto anche ad altre forze (coesione, adesione, centrifughe, ecc.), la superficie libera ha sempre una forma tale da essere normale alla risultante delle forze agenti sulle sue molecole (Fig. 3.2 c).

* La proprietà della superficie libera d'essere orizzontale anche se il liquido è frazionato in recipienti comunicanti, è utilizzata per fornire una superficie orizzontale campione, tanto da applicarla nella livella ad acqua nello stesso modo in cui il "filo a piombo" fornisce una verticale campione.

3.2.1 AZIONI MECCANICHE SUI FLUIDI: LA PRESSIONE

L'azione di una forza, esercitata su un solido o su un fluido, non è la stessa: mentre la forza applicata in un punto di un solido è sostenuta dal punto tramite la rigidità e trasmessa lungo la sua retta d'azione, essa non può essere applicata e sostenuta da un punto del fluido, a causa della fluidità. L'azione di una forza su un fluido può esercitarsi solo in modo da tendere a ridurre il volume, cioè si esplica solo distribuendosi normalmente ad una parte S della superficie che lo delimita; in queste condizioni diventa l'azione di una forza premente e, interessando l'intero volume del fluido, è trasmessa in ogni direzione (Fig. 3.3).

Data una forza F , che agisca perpendicolarmente ad una superficie S , distribuendovi la sua azione come "forza premente", si dice che F esercita mediante S una pressione, misurata dall'intensità P della "forza premente specifica", ossia dal modulo della forza esercitata sull'unità di superficie premuta. Per definizione si ha dunque:

$$P = \frac{F}{S} \text{ in cui: } \begin{array}{l} F \text{ in N} \\ S \text{ in m}^2 \\ P \text{ in Pa (Pascal)} \end{array}$$

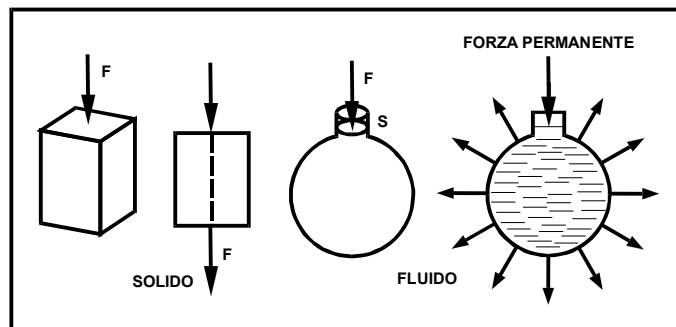


Fig. 3.3

Fig. 3.3 Forze prementi applicate ad un fluido. a) La forza F applicata ad un solido si trasmette inalterata lungo la propria retta d'azione. b) La forza F applicata ad un fluido contenuto in un recipiente a pareti rigide può essere solo una forza premente (cioè agente normalmente ad una superficie), che il fluido trasmette in tutte le direzioni.

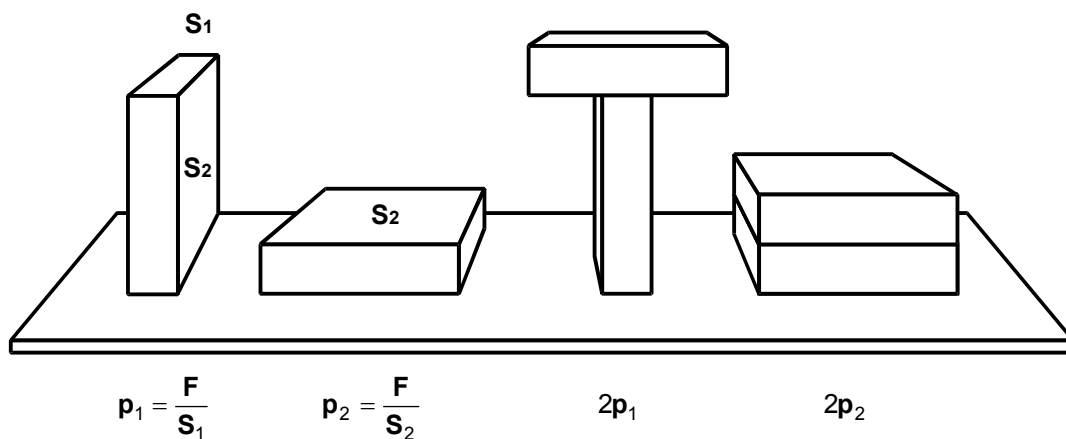


Fig. 3.4 - Concetto di pressione

Data quest'espressione della pressione si deduce: (1°) a parità di superficie, la pressione è proporzionale alla forza; (2°) a parità di forza, la pressione è inversamente proporzionale all'estensione della superficie.

Per comprendere meglio questi importanti concetti, s'immagini di appoggiare un mattone su un piano orizzontale, con un faccia a contatto di tale piano: in questo caso, la forza premente F è il peso del mattone; la superficie premuta è quella S della faccia appoggiata (Fig. 3.4).

Appoggiando il mattone prima con la faccia più piccola e poi con la faccia maggiore, la pressione da esso esercitata è massima nel primo caso e minima nel secondo, perché la stessa forza premente F si distribuisce su aree S diverse

Sovrapponendo nei due casi precedenti al dato mattone altri mattoni uguali, le corrispondenti pressioni sono raddoppiate, triplicate, ecc. perché, a parità di superfici premute, le forze prementi diventano $2F$, $3F$, ecc.

L'unità di pressione deriva dall'unità di forza premente sull'unità di superficie. Le dimensioni della pressione sono $(p) = (\ell^{-1} \text{ mt}^{-2})$.

L'unità di misura della pressione, nel Sistema Internazionale, è il Pascal [Pa]. Le conversioni nelle altre unità di misura della pressione sono le sottoelencate:

1 bar	100.000 Pa	1 da N/cm ²
1 atm	101.325 Pa	1,01325 bar
1 at	98.066,5 Pa	0,98065 bar
1 mm H O	9,80665 Pa	
1 mm Hg	1 torr	133,322 Pa

Nelle applicazioni pratiche veniva però abitualmente usato il kg/cm²; con l'introduzione del S.I., l'unità equivalente da utilizzare è il daN/cm² [decaNewton/cm²].

3.3 PRESSIONI ESERCITATE SUI FLUIDI

3.3.1 LA LEGGE DI PASCAL

Rispetto alle pressioni prodotte da forze prementi esterne, i fluidi si comportano nello stesso modo per quanto dipende dalla loro fluidità, ma in modo notevolmente diverso per quanto dipende dall'incompressibilità dei liquidi e della compressibilità dei gas.

Per il comportamento comune dei liquidi e dei gas, l'esperienza dimostra (Fig. 3.5) che, esercitando una determinata pressione su un fluido contenuto in un recipiente, ogni manometro che esplori la pressione assunta dal fluido in qualunque punto di questo o delle pareti del recipiente, indica dappertutto la stessa pressione. Vale dunque una legge, chiamata **PRINCIPIO DI PASCAL** (*): (ogni fluido trasferisce in tutta la sua massa, la pressione esercitata su di esso, trasmettendola in ciascun punto con la stessa intensità).

Questa pressione, destata in un liquido o in un gas compressi, e da essi trasmessa con uguale intensità in ogni punto, può essere considerata come una reazione elastica del fluido contro forze prementi che tendono a ridurne il volume. Se il recipiente che contiene il fluido ha più pareti mobili a tenuta, ogni forza F che esercita su una di esse, d'area S , una pressione $p = F/S$, mentre desta la stessa pressione p in tutto il fluido, produce sulle altre pareti mobili forze prementi pS , pS ... proporzionali alle superfici premute (figg.3.5 e 3.6).

- * Biagio Pascal (1623-1662), grande scienziato francese, compì importanti ricerche di matematica e di fisica sulle pressioni dei fluidi e fu l'inventore del torchio idraulico.

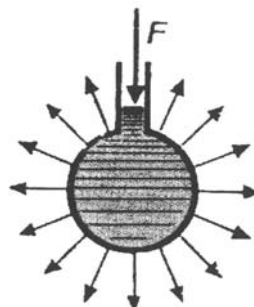


Fig. 3.5

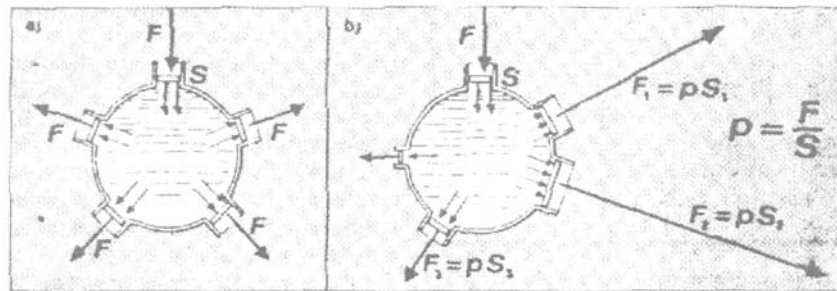


Fig. 3.6

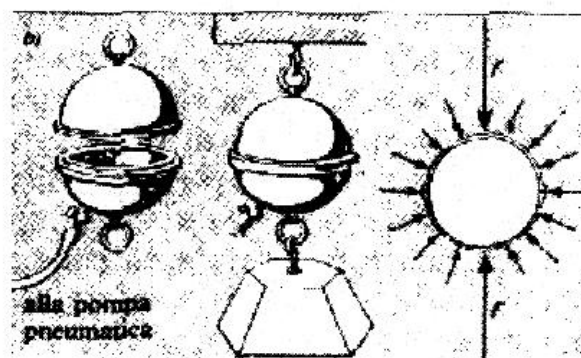


Fig. 3.7 Pressione atmosferica

3.4 LA PRESSIONE ATMOSFERICA

La pressione atmosferica assume importanza nel caso dell'aria atmosferica, miscuglio gassoso in cui prevalgono l'azoto e l'ossigeno, che avvolge la Terra per un'altezza di centinaia di chilometri, trattenuta dalla gravità ad espandersi nello spazio cosmico.

La pressione di gravità dell'atmosfera ad ogni livello dà origine ad una pressione, detta pressione atmosferica al livello considerato, la cui esistenza può essere dimostrata con numerose esperienze (Fig. 3.7).

Famosa è l'esperienza detta degli "emisferi di Magdeburgo" perché riproduce quella celebre eseguita a Magdeburgo nel 1654 da Otto di Guericke, inventore della prima macchina pneumatica: dopo che si è estratta l'aria fra i due emisferi (combacianti perfettamente), essi restano fortemente avvinti, premuti l'uno contro l'altro dalla pressione atmosferica.

La misura della pressione atmosferica si può compiere con varie esperienze quantitative, usando una buona macchina pneumatica e un manometro a mercurio (Fig. 3.8 a e b). Ma l'esperienza migliore, eseguibile senza macchina pneumatica e con la massima semplicità di mezzi, rimane la classica esperienza ideata dal Torricelli (*) (Fig. 3.8 c). Da essa derivano gli strumenti di misura della pressione atmosferica, chiamati barometri.

Tutte le esperienze dimostrano che la pressione atmosferica considerata "normale" (pressione media al livello del mare) equivale alla pressione idrostatica di una colonna di mercurio alta 76 cm.

Tenendo presente che il peso specifico del mercurio è $P_s = 13,59 \text{ cN/cm}^3$, la pressione atmosferica normale p_0 , espressa in cN/cm^2 , in bar e in N/m^2 , è pertanto:

$$p \equiv h = 13,59 \times 76 \text{ cN/cm}^2 = 1033 \text{ cN/cm}^2 = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 1,01325 \text{ bar}$$

- * **Evangelista Torricelli**, insigne matematico e fisico italiano, nacque a **Faenza** (Ravenna) nel **1608**; collaboratore di **Galileo Galilei**, fu ideatore ed esecutore di strumenti tra i quali il barometro di **Torricelli** costituisce ancora oggi il metodo più accurato per la misurazione della pressione atmosferica

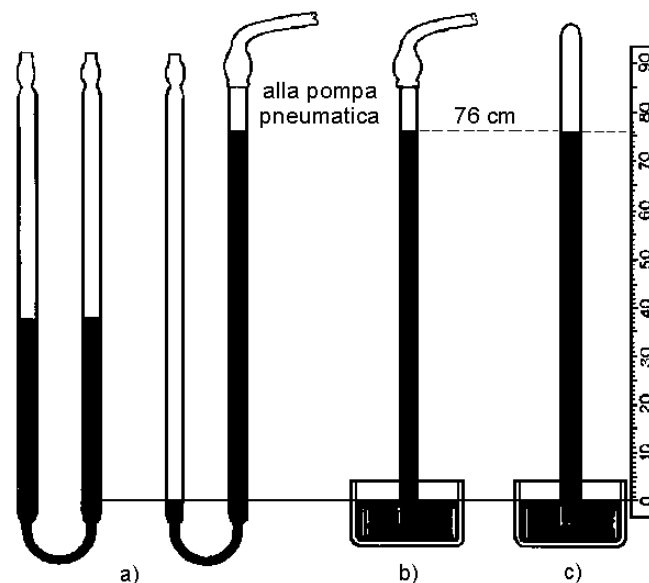


Fig. 3.8

3.5 FORZA E PRESSIONE

Al fine di una più intuitiva comprensione, per le illustrazioni che seguiranno, sarà utilizzato, quale unità di misura della pressione, il daN/cm².

Definito il concetto di pressione nelle sue espressioni fisiche e dopo aver esaminato le più importanti leggi che ne regolano il sistema, per facilitarne la comprensione prendiamo in considerazione lo schema della Fig. 3.9.

Il peso agisce sul pistone e crea una pressione, su tutte le pareti del cilindro che racchiudono il liquido, di un valore che è dato da:

$$p = \frac{F}{S} \left[\text{daN/cm}^2 \right]$$

dove si ha:

p = pressione [daN/cm²];

F = forza che agisce sul pistone [daN];

S = sezione del pistone [cm²]

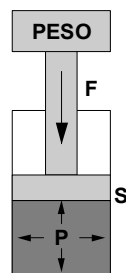


Fig. 3.9

3.6 MISURA DELLA PRESSIONE

Consideriamo il cilindro rappresentato nella figura precedente al quale colleghiamo lateralmente un tubo avente la sezione di 1 cm², corrispondente al valore unitario di superficie scelto per le misure pratiche della pressione (Fig. 3.10).

Nel tubo di sezione 1 cm² il liquido arriverà ad un'altezza H di valore tale da controbilanciare la pressione creata dal peso caricato sul pistone.

L'altezza H dipende perciò dal peso specifico del liquido, nel caso più semplice in cui il liquido sia acqua, avente un peso specifico di 1 daN/dm³, ad esempio:

$$1 \text{ dm}^3 = 1000 \text{ cm}^3$$

la colonna di liquido raggiungerà un'altezza di 10 m per ogni daN/cm² di pressione.

Se il liquido utilizzato ha peso specifico inferiore a quello dell'acqua, come nel caso dell'olio minerale (0,8 ÷ 0,9), si avrà una colonna liquida di altezza ancora superiore e sarà precisamente:

$$H = \frac{10}{\gamma} p \left[\text{m. col. liquido} \right]$$

dove si ha:

H = altezza di colonna liquida [m];

γ = peso specifico [daN/dm];

p = pressione da misurare [daN/cm²].

conseguentemente si ricava il valore della pressione misurata:

$$p = \gamma \frac{H}{10} \left[\text{da N / cm}^2 \right]$$

Nella Fig. 3.10 è praticamente illustrato un "manometro a liquido", che rappresenta il sistema più preciso per la determinazione del valore della pressione.

Questo sistema ha l'inconveniente che, per pressioni relativamente elevate, anche usando un liquido con peso specifico notevole (come il mercurio il cui peso specifico è 13,6), sarebbe necessario un tubo di altezza tale da non risultare pratico nelle applicazioni industriali, dove le pressioni medie d'esercizio oscillano tra 50 e 2000 m e quindi chiaramente irrealizzabile.

Vengono perciò utilizzati dei manometri metallici, resistenti e di uso semplice, illustrati nel capitolo seguente.

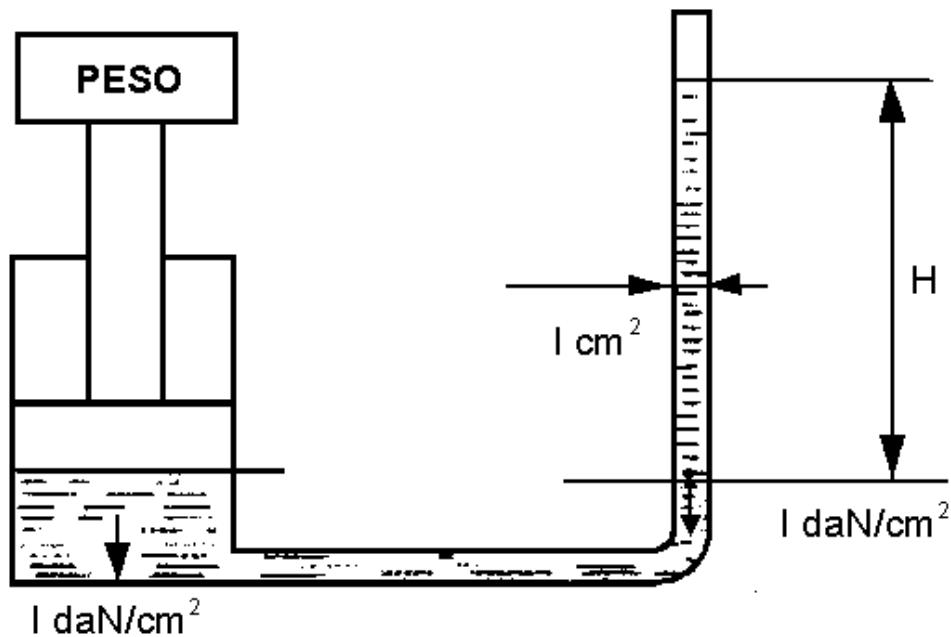


Fig. 3.10

3.7 MANOMETRI

Negli impianti oleidraulici trova universale applicazione il manometro di BOURDON. Il manometro con molla Bourdon o a lamina lenticolare, consiste in un tubo metallico a sezione ellittica e ripiegato a forma di ferro di cavallo (Fig. 3.11).

Uno degli estremi A del tubo è aperto e risulta solidamente incastrato nella scatola e in comunicazione diretta con il fluido di cui s'intende misurare la pressione; l'altro estremo B è chiuso ed è libero di muoversi sotto l'azione raddrizzante del fluido premente ed è sistemato sul quadro Q. Il movimento di quest'estremità, che risulta proporzionale alla variazione di pressione, è ingrandito

convenientemente per mezzo di opportuno settore dentato S e trasmesso, quasi sempre con il contrasto di una molla a spirale che serve a vincere l'inerzia delle masse e le resistenze d'attrito, ad un indice I che segna direttamente la pressione su un quadrante Q opportunamente graduato.

La molla Bourdon può essere costruita con tubo di rame e ottone per pressioni piccole o medie; per altissime pressioni, sino ad alcune centinaia di bar, il tubo è d'acciaio.

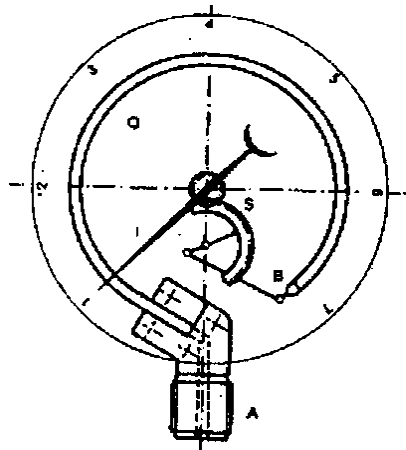


Fig. 3.11

Fig. 3.12

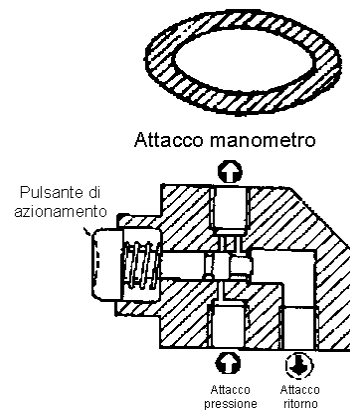


Fig. 3.13

La sezione trasversale della molla Bourdon utilizzata in questo tipo di manometro ha la forma lenticolare rappresentata nella Fig. 3.12 perciò l'effetto della pressione tende a far assumere a sezione circolare; tendendo di conseguenza ad espandere la molla stessa e in particolare la sua estremità B. A causa dell'elasticità del tubo ricurvo, non appena la pressione nel suo interno diminuisce, l'indice si sposta nel senso inverso e per pressione nulla ritorna nella posizione dello zero iniziale; con questa soluzione è sufficiente adottare molle Bourdon di diversa rigidità perché lo strumento di misura sia adatto a coprire gamme di pressione diverse.

Adottando tubi di diversa rigidità e angolo di avvolgimento (l'angolo di avvolgimento può essere superiore a 360° per pressioni da misurare molto basse, e ridursi a valori dell'ordine di 180° per le altissime pressioni), si può coprire, con i manometri Bourdon, una gamma di pressioni notevolmente estesa ($2 \div 1000$ bar orientativamente).

Manometri Bourdon di buona costruzione consentono una precisione effettiva di lettura dell'ordine dell'1% della pressione di fondo scala.

In ogni caso è bene scegliere il manometro sovradimensionato rispetto alle necessità, in modo da utilizzarlo normalmente non oltre i due terzi della pressione di fondo scala, per evitare starature.

Utilizzato accidentalmente oltre il fondo scala, anche ammesso che il tubo non scoppi, il manometro risulta in genere inservibile, poiché la deformazione del tubo ha superato il limite di proporzionalità.

Il manometro Bourdon non deve essere lasciato continuamente inserito, poiché le continue variazioni di pressione producono una rapida usura e staratura dello strumento.

E' opportuno allora prevedere a monte del manometro un dispositivo sezionatore, o almeno un elemento ammortizzante che impedisca alle variazioni di pressione di trasmettersi bruscamente allo strumento.

Un sezionatore di tipo particolarmente adatto è indicato in Fig. 3.13.

Esso consente di inserire il manometro semplicemente premendo un pulsante e di metterlo a scarico rilasciando il pulsante stesso.

Impiegando come sezionatore un semplice rubinetto, vi è l'inconveniente che non si richiude automaticamente e inoltre non vi è possibilità di riportare in condizione di riposo il manometro senza azzerare la pressione nel punto in cui il manometro è installato.

Come elemento ammortizzante si può usare semplicemente uno strozzatore calibrato (diametro dell'ordine del millimetro), oppure una pastiglia di materiale sinterizzato poroso. Per impedire poi violente escursioni dell'ago indicatore, il quadrante può essere immerso in glicerina.

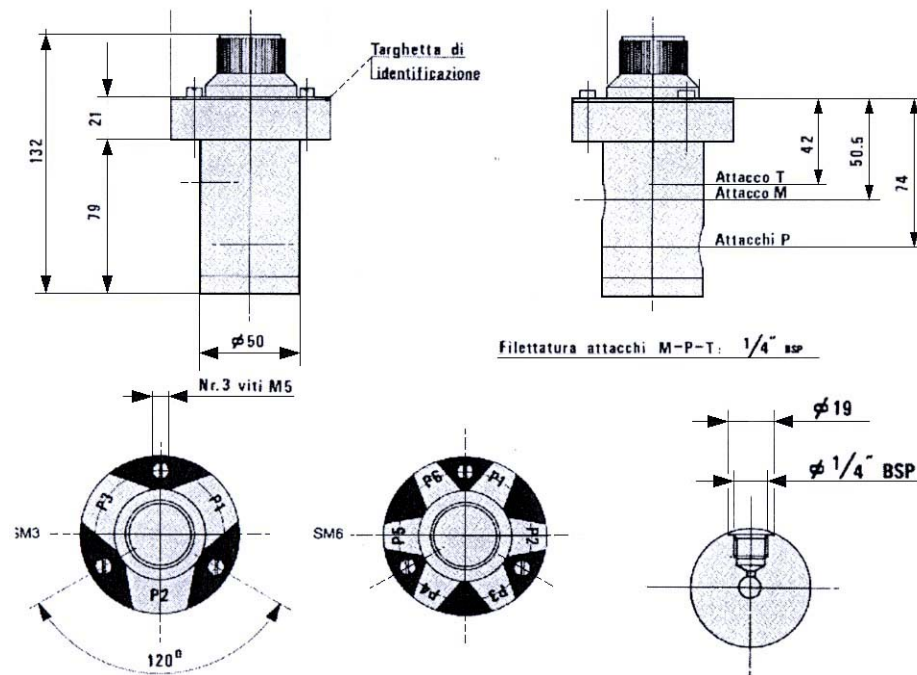


Fig. 3.14

Se è necessario poter leggere da un pannello di comando la pressione in più punti dell'impianto, vi è la possibilità, mediante l'inserzione di un selettore di usare un unico manometro (tutti i punti collegati al manometro devono ovviamente avere pressione congruente con le caratteristiche del manometro stesso).

Il selettore è sostanzialmente costituito da un distributore rotante (azionato da una manopola con tacche numerate, mediante la quale è possibile impostare il punto di misura), accoppiato a un distributore a cursore contrastato da una molla. Scelto il punto in cui effettuare la misura, premendo un pulsante si sposta il cursore e si realizza l'inserzione del manometro (Fig. 3.14).

In impianti particolarmente complessi, dove sia richiesto un controllo di pressione in svariati punti e, inoltre, per facilitare le diagnosi nella ricerca di eventuali disfunzioni, sono utilizzati degli appositi piccoli innesti rapidi ai quali collegare, generalmente con flessibile, un unico manometro di controllo (Fig. 3.15).

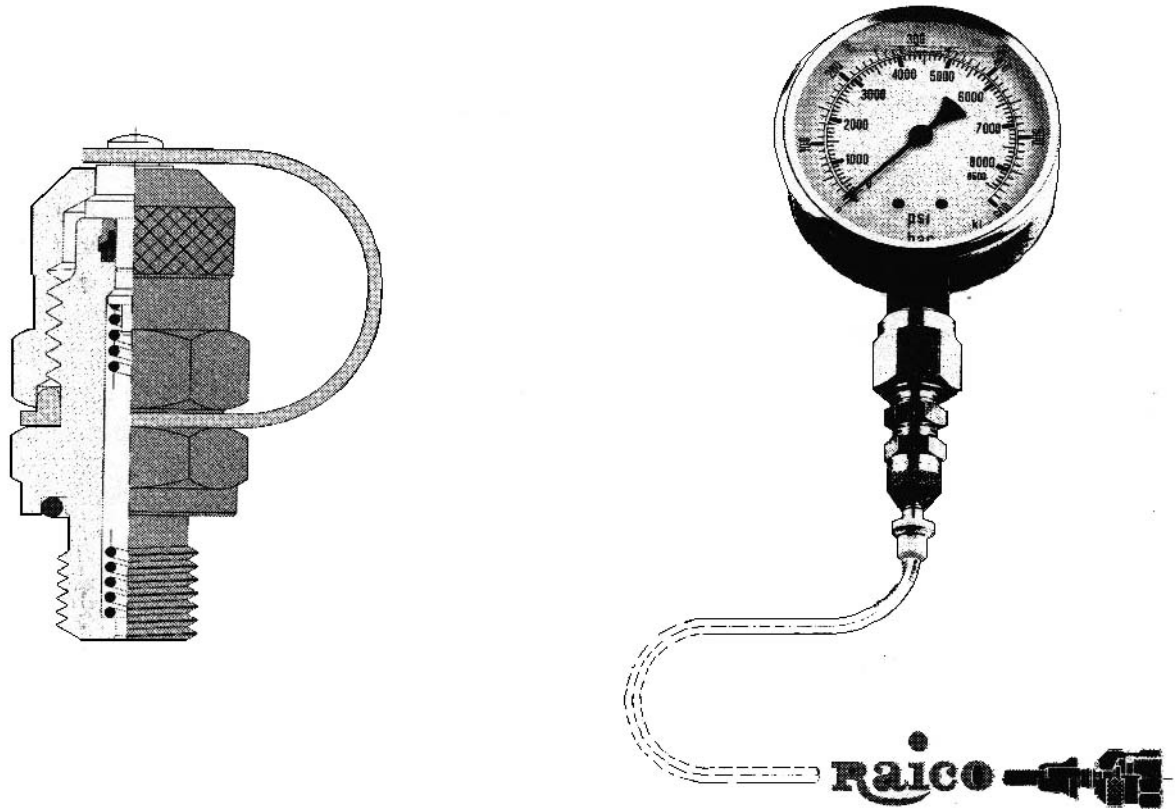


Fig. 3.15

3.8 UNITÀ DI MISURA INGLESE PER LA PRESSIONE

Nei paesi di lingua inglese, quali l'Inghilterra e gli Stati Uniti d'America, come unità di misura della pressione è usata la libbra per pollice quadrato che è comunemente indicata con l'abbreviazione P.S.I. (Pounds per Square Inch).

Dovendo sovente utilizzare delle apparecchiature oleodinamiche di fabbricazione americana, i cui dati caratteristici di pressione sono appunto espressi in P.S.I. è interessante conoscere la corrispondenza di questa unità di misura con la nostra che è il daN/cm² considerando che:

$$1 \text{ libbra [Pound]} = 0,454 \text{ daN}$$

$$1 \text{ pollice [Inch]} = 2,54 \text{ cm}$$

si ha la seguente equivalenza:

$$1 \text{ P.S.I.} = 0.07 \text{ daN/cm}^2 \text{ o viceversa}$$

$$1 \text{ daN/cm}^2 = 14,25 \text{ P.S.I.}$$

3.9 FORZA, LAVORO E POTENZA

Se un fluido è contenuto in un recipiente rigido, chiuso da due pareti mobili di aree rispettivamente S_1 e S_2 , la forza premente F esercitata sulla prima produce una pressione $p = F_1 / S_1$ che il fluido trasmette con la stessa intensità sulla seconda (legge di Pascal), dando origine a una forza premente $F_2 = p S_2$ proporzionale alla superficie premuta S (Fig. 3.6 - 3.16).

Questa conseguenza della legge di Pascal è applicata, usando dei liquidi (acqua, olio, ecc.), per trasmettere o per amplificare una forza premente (freni idraulici, torchio idraulico, ecc.) (Fig. 3.17).

3.9.1 APPLICAZIONI DELLA LEGGE DI PASCAL

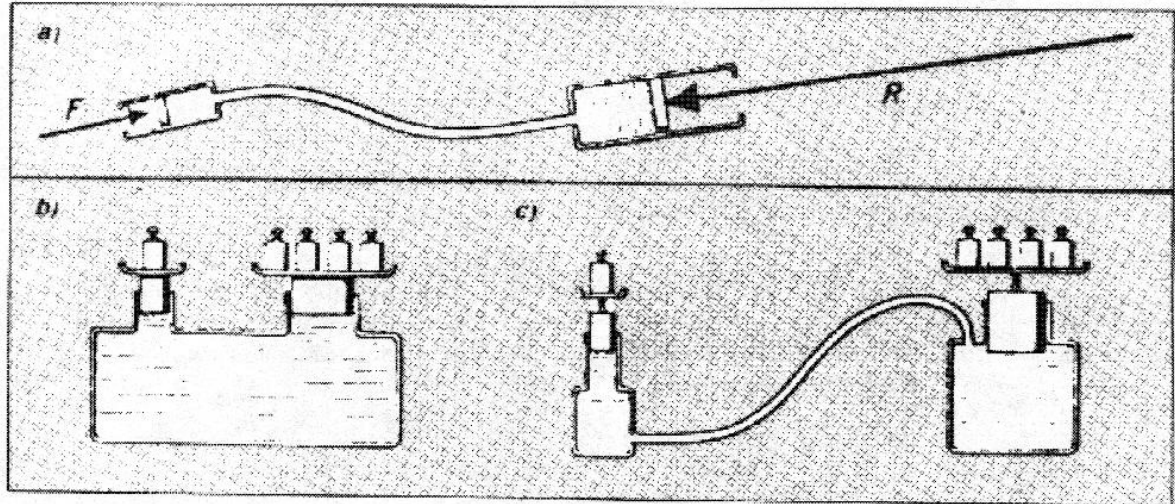


Fig. 3.16

- a) I due recipienti muniti di stantuffo, di sezione diversa, sono riempiti di liquido, e sono comunicanti. Per l'equilibrio, le forze prementi F e R devono avere intensità proporzionale alle aree dei due stantuffi perché la legge di Pascal prevede la stessa pressione in ogni punto del liquido. Ciò è applicato in tutti i comandi idraulici, per agire sui ceppi dei freni idraulici.
- b) Condizione analoga alla precedente (l'area del secondo stantuffo è quadrupla della prima).
- c) Caso analogo al precedente, col liquido in due recipienti comunicanti.

Come sviluppo applicativo dei concetti ora espressi, consideriamo due cilindri con stantuffi di diametro diverso, collegati con un tubo e contenenti del liquido (Fig. 3.17); possiamo semplicemente dire di avere realizzato un moltiplicatore di forze.

Infatti, considerando di agire con una forza F sul pistone di diametro più piccolo, si hanno le seguenti relazioni:

$$p = \frac{F_1}{S_1} \left[\text{daN/cm}^2 \right]$$

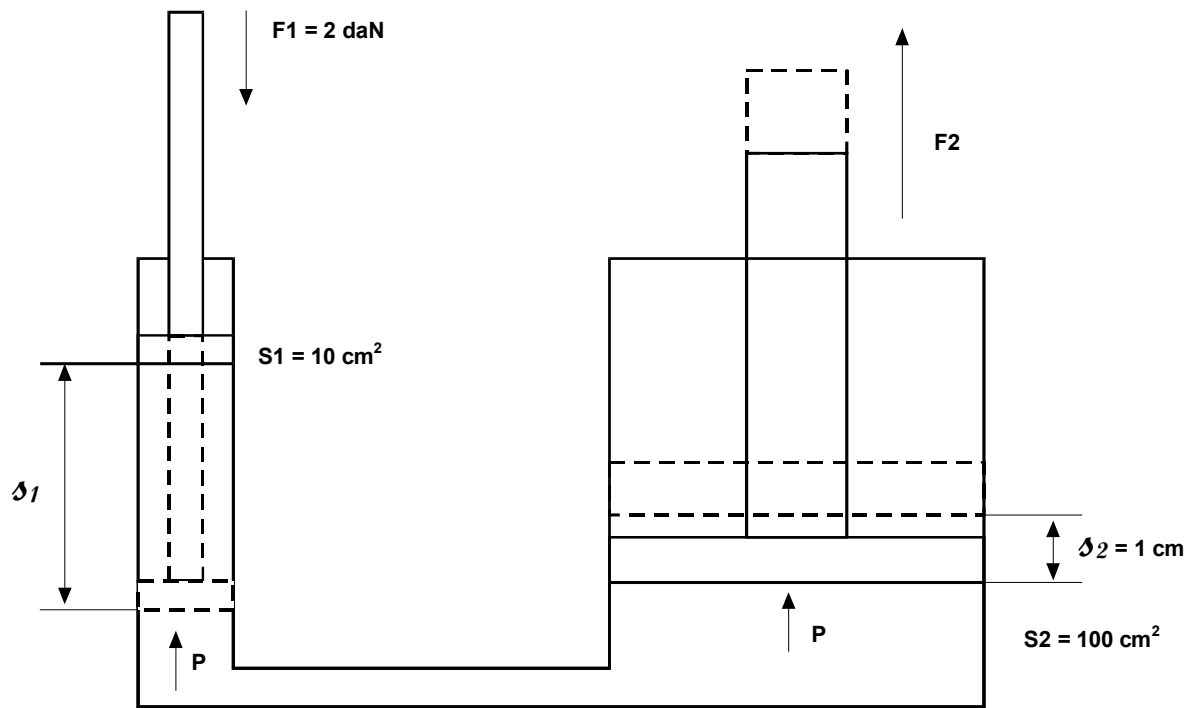


Fig. 3.17

la stessa pressione p attraverso il tubo di collegamento agisce anche sotto il pistone di diametro più grande, quindi esso si solleverà con una forza maggiore di F e precisamente sarà:

$$F_2 = p \times S_2$$

Sostituendo i simboli con dei valori numerici quali:

$$F_1 = 2 \text{ daN}$$

$$S_1 = 10 \text{ cm}^2$$

$$S_2 = 100 \text{ cm}^2$$

si ottiene che la pressione con cui il liquido agisce su tutte le superfici dei due pistoni è:

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{2}{10} = 0,2 \text{ daN/cm}^2$$

per cui la forza sviluppata dal pistone più grande è:

$$F_2 = p \times S_2 = 0,2 \times 100 = 20 \text{ daN}$$

per cui risulta evidente la moltiplicazione della forza.

Supponiamo inoltre di voler spostare il pistone del cilindro grande di 1 cm; per questo si richiede uno spostamento di 100 cm^3 di liquido proveniente dal cilindro piccolo essendo:

$$V = S_2 \times s_2 = 100 \times 1 = 100 \text{ cm}^3$$

dove V è il volume di liquido spostato e s_2 è lo spostamento del pistone grande.

Ora possiamo determinare il valore dello spostamento s_1 che è necessario far compiere al pistone piccolo:

$$s_1 = \frac{V}{S_1} = \frac{100}{10} = 10 \text{ cm}$$

per cui si nota che in corrispondenza di una moltiplicazione delle forze si ottiene una riduzione degli spostamenti; ciò conferma che il lavoro ricavato dal pistone grande è identico a quello speso per lo spostamento del pistone piccolo.

Infatti, il concetto di **lavoro** è espresso dal prodotto di una forza per lo spostamento da essa effettuato.

$$L = F \times s$$

ed è normalmente espresso in [daN x m].

Nell'esempio da noi considerato si ha:

$$L_1 = F_1 \times s_1 = 2 \times 10 = 20 \text{ daNcm} = 0,2 \text{ daNm}$$

$$L_2 = F_2 \times s_2 = 20 \times 1 = 20 \text{ daNcm} = 0,2 \text{ daNm}$$

Il concetto di lavoro esaminato non tiene conto del fattore tempo.

Considerando ora il tempo entro cui è effettuato lo spostamento dei pistoni, dobbiamo ricorrere ad un nuovo concetto che è quello di **potenza**.

La definizione più semplice è la seguente: "**La potenza è il lavoro effettuato nell'unità di tempo**".

Immaginando perciò che il pistone piccolo della Fig. 3.17 sia spostato dei previsti 10cm in un tempo t di 1 secondo si avrà una potenza N che è:

$$N = \frac{L_1}{t} = \frac{0,2 \text{ daNm}}{1s} = 0,2 \text{ daNm/s}$$

la stessa potenza si ha ovviamente sul pistone grande.

In pratica, come unità di potenza, si impiega il cavallo vapore che è indicato con CV e si ha la seguente relazione:

$$1 \text{ CV} = 73,5 \text{ daNm/s}$$

Il CV deve però essere abbandonato poiché l'unità del S.I. per la potenza è il W [Watt] = Nm/s.

Si ha pertanto:

$$1 \text{ CV} = 735 \text{ W}$$

$$1 \text{ kW} = 100 \text{ daNm/s}$$

$$1 \text{ kW} = 1,36 \text{ CV}$$

4 DINAMICA DEI FLUIDI

4.1 CAUSE E CARATTERISTICHE DEI MOTI E DELL'ENERGIA DEI FLUIDI

4.1.1 CAUSE DEI MOTI: DIFFERENZE DI PRESSIONE

La causa che suscita il moto di un solido è l'azione di una forza; analogamente, nel moto di un fluido si riconosce come causa una differenza di pressione fra due punti del fluido, diversa da quella prevista per l'equilibrio statico dalle leggi di Pascal e di Stevino, per questo il fluido è spinto a spostarsi verso i punti nei quali la pressione è minore.

Il dislivello di pressione che imprime il moto al fluido può essere di varia origine: per es. una pressione di gravità non equilibrata da una pressione opposta.

Così è nel caso di un liquido la cui superficie libera sia a differente livello in vasi comunicanti, che si presenta anche per l'acqua di un fiume, o nel caso dell'aria atmosferica, che si muove dando origine al vento, quando fra due punti d'eguale livello esista una differente pressione atmosferica, ecc. Altri dislivelli di pressione in un fluido possono derivare dall'intervento di forze prementi esercitate mediante superfici solide (come stantuffi, pale d'elica o di ventilatore, ecc.).

Dato un fluido in moto, di tale moto si può sempre individuare la causa; inversamente, conoscendo le azioni capaci di suscitare il moto di un fluido, non è altrettanto semplice caratterizzarlo, come si può fare per un solido. Le differenze fra moti impressi a solidi e a fluidi derivano dalla rigidità dei primi che, vincolandone le particelle, semplificano lo studio dei loro moti, e dalla fluidità dei secondi che, rendendo in certo modo le particelle indipendenti tra loro, complica lo studio dei loro moti, con difficoltà crescenti dai liquidi ai gas.

4.2 CARATTERISTICHE DEL MOTO DEI LIQUIDI

La legge di Pascal che abbiamo esaminato precedentemente si riferisce alle forze interne di un liquido in quiete.

Negli impianti oleodinamici è necessario trasmettere della potenza da un organo generatore (pompa) ad un organo d'azionamento (cilindro o motore idraulico) per questo occorre ora considerare i fenomeni che interessano il movimento dei liquidi.

Con riferimento alla fig.3.1 relativa ai vasi comunicanti si nota che in condizioni di quiete il liquido arriva ad un'altezza **H**, che possiamo considerare come una disponibilità d'energia, e precisamente "energia di posizione", poiché se si pratica un foro sul fondo del recipiente il liquido effluisce da esso compiendo un lavoro che è appunto proporzionale all'altezza **H**.

Consideriamo perciò nella fig.4.1 cosa succede quando un liquido è lasciato uscire dal foro **F**.

Sistemando sul tubo di scarico dei manometri a colonna liquida **A**, **B**, e **C** si noterà che in essi il livello liquido sarà decrescente a mano a mano che ci si avvicina al foro d'uscita. Questo fenomeno dimostra che la pressione in un liquido dipende dalle resistenze che incontra nel suo movimento;

pertanto possiamo supporre che il liquido uscendo dal tubo in **F** non incontri alcuna resistenza per questo in quel punto la sua pressione sarà nulla.

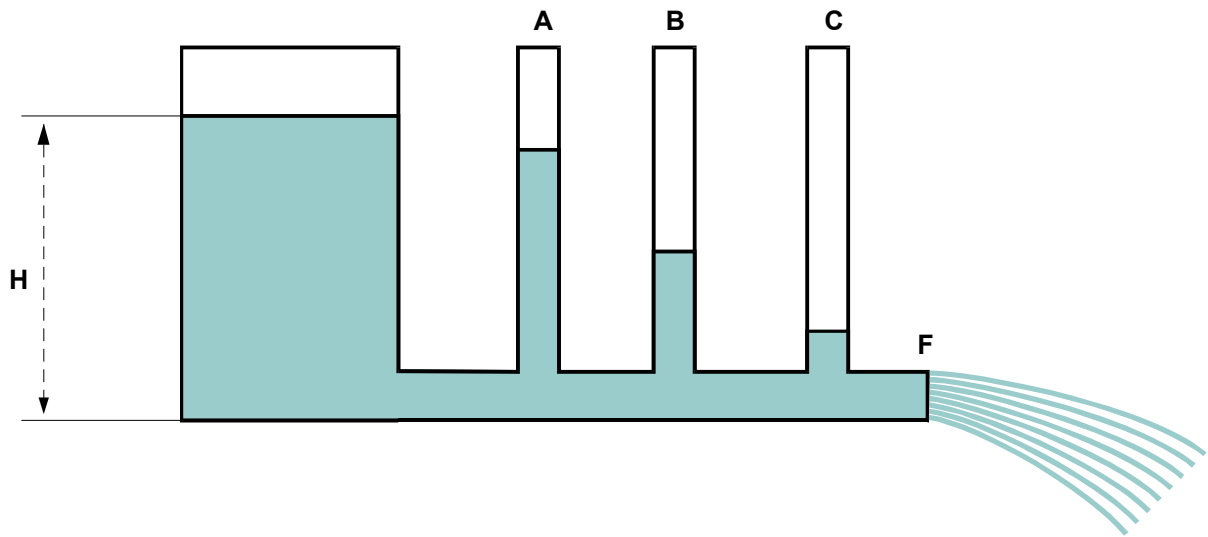


Fig. 4.1

D'altra parte l'energia di posizione posseduta dal liquido nel serbatoio non può essere perduta e le possibilità di trasformazione sono due e precisamente:

energia cinetica o di velocità;
energia calorifica (dovuta allo spreco d'energia a causa delle resistenze d'attrito durante il movimento delle particelle liquide).

Tralasciando il secondo tipo d'energia, che considereremo quando saranno analizzate le perdite di carico nei tubi e nelle apparecchiature, è facile notare che la diminuzione di pressione che si ha procedendo dal serbatoio verso il foro d'efflusso **F** (fig.4.1) significa che il liquido avvicinandosi al foro d'efflusso stesso aumenta la propria velocità.

La velocità con cui il liquido fuoriesce dal foro **F** dipende dal valore dell'energia di posizione inizialmente posseduta dal liquido;

l'energia di posizione corrisponde anche al valore della pressione a cui è soggetto il liquido; per questo è evidente che maggiore è la pressione a cui è sottoposto il liquido maggiore sarà la sua velocità d'efflusso da **F**.

4.3 PRINCIPIO DI BERNOULLI

Nella fig.4.2 è illustrata la relazione esistente fra la pressione e la velocità. Supponiamo che la forza esercitata sul pistone **X** sia tale da creare una pressione di 100 daN/cm^2 nella camera **A**, e che il pistone **X** sia spinto dall'alto in basso: tutto il liquido della camera **A** deve passare attraverso il condotto **C** per arrivare alla camera **B**.

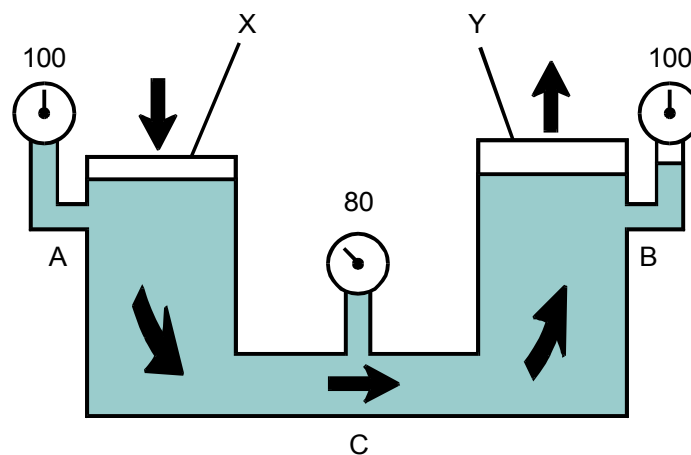


Fig. 4.2

La velocità del liquido aumenterà durante il passaggio nel condotto **C**, poiché la stessa quantità di liquido deve passare nello stesso tempo, per un condotto di sezione minore.

Una parte della pressione statica (100 daN/cm^2) esistente nella camera **A** è convertita in energia cinetica durante il passaggio attraverso il condotto **C** in modo che il manometro sistemato sul condotto **C** indicherà una pressione di soli 80 daN/cm^2 .

Quando il liquido dopo avere attraversato il condotto **C**, entra nella camera **B**, la sua velocità diminuisce fino ad assumere il valore che possedeva inizialmente nella camera **A**; l'energia cinetica è riconvertita in energia di pressione, in modo che la lettura del manometro indica nuovamente il valore di 100 daN/cm^2 .

Le condizioni dinamiche del liquido come sono state ora descritte (fig.4.2) possono essere riassunte nel "**principio di Bernoulli**" il quale esprime che **la pressione statica di un liquido in movimento varia in senso inverso alla sua velocità**.

Più semplicemente si può affermare che **finché la velocità aumenta, la pressione statica diminuisce**.

Nella fig.4.3 è rappresentato in modo evidente il fatto che all'aumentare della velocità la pressione diminuisce; infatti, nella zona di tubo D, dove si ha un aumento della sezione, diminuisce naturalmente la velocità e il manometro a colonna di liquido B installato in quel punto indicherà un valore di pressione più elevato di quelli degli altri due A e C collegati nelle zone di minore sezione del tubo di efflusso del liquido verso l'esterno.

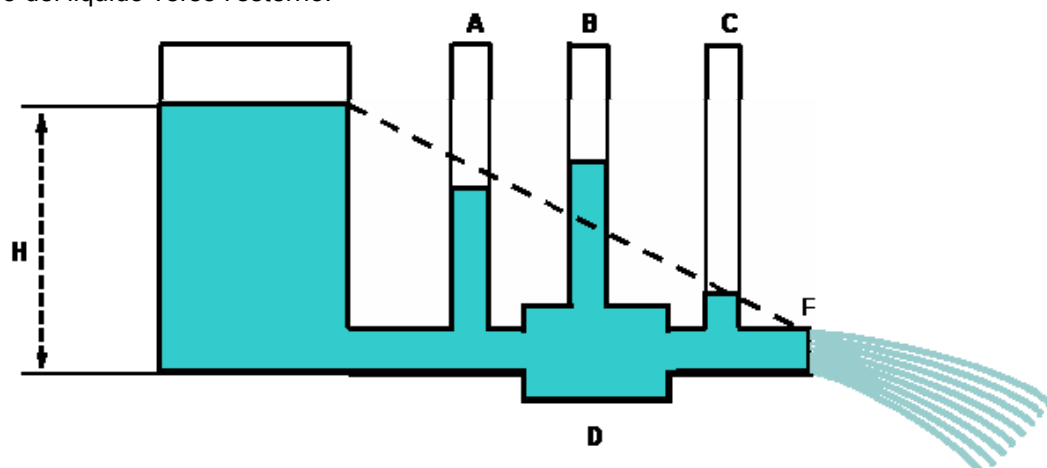


Fig. 4.3

4.4 PORTATA

Riprendiamo con la fig.4.4 lo stesso circuito della fig.3.17 che c'è servito per le considerazioni sul lavoro e la potenza.

Tralasciando ora di considerare il valore della pressione che può essere presente nel circuito in esame, ma consideriamo solo la quantità di liquido che deve essere spostata dal cilindro piccolo a quello grande in un determinato tempo; precisiamo innanzi tutto che i simboli usati hanno il significato e le unità di misura seguenti:

Q = portata [l/min];

t = tempo [s];

V = volume di liquido da spostare [dm³].

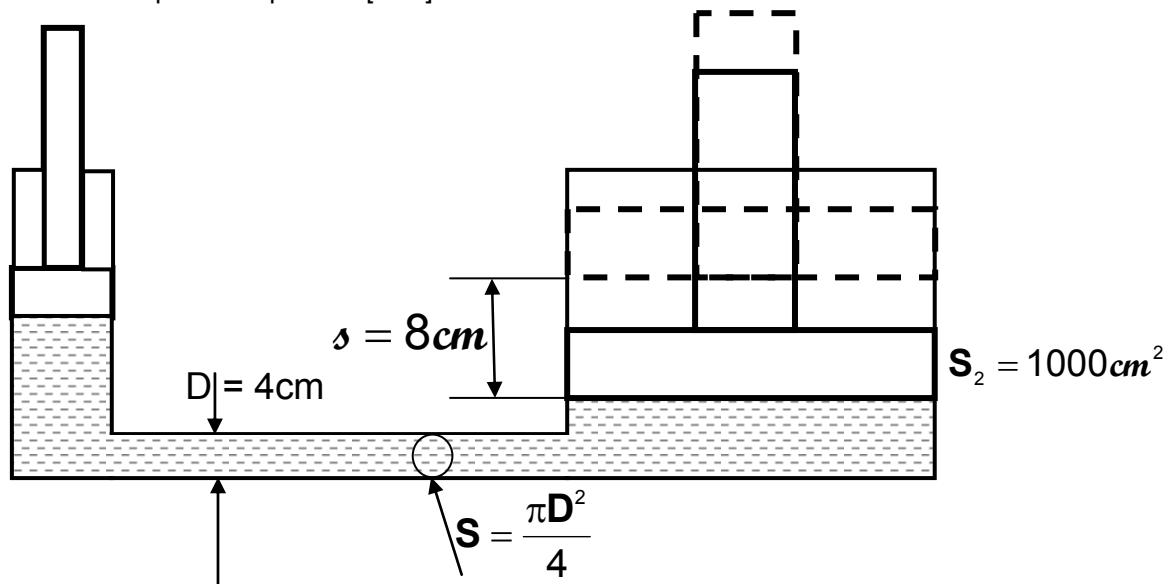


Fig. 4.4

Ritornando all'esempio della fig.3.17 consideriamo i valori numerici in essa indicati, e sia precisamente che si richieda di spostare il pistone grande di 8 cm in un tempo di 2,5 secondi.

Si avrà pertanto che il volume di liquido da spostare è:

$$V = 1000 \times 8 = 8000 \text{ cm}^3 = 8 \text{ dm}^3$$

si ha inoltre il tempo: $t = 2,5 \text{ s}$

perciò la portata essendo "il volume di liquido spostato nell'unità di tempo" sarà:

$$Q = \frac{V}{t} [\text{dm}^3 / \text{s}]$$

In pratica la portata è indicata con l'unità di misura litri al minuto per questo si avrà un valore 60 volte maggiore del precedente:

$$Q = \frac{60 V}{t} [\text{l/min}]$$

Continuando perciò ora con i valori numerici dell'esempio considerato, si avrà una portata:

$$Q = \frac{60 \times 8}{2,5} = 192 [\text{l/min}]$$

4.5 VELOCITÀ DEL FLUIDO

Riferendoci sempre alla fig.4.4, dal concetto di "portata" ora definito, scaturisce un'altra importante definizione di notevole utilità pratica: quella di "velocità media" v in una sezione; si tratta di quel valore di velocità, che supposto uguale per tutte le particelle liquide presenti nella sezione S di flusso nel tubo di collegamento dei due cilindri, garantisce appunto il passaggio della portata Q prefissata. In termini analitici e tralasciando di considerare le unità di misura si può scrivere la seguente relazione:

$$v = \frac{Q}{S}$$

Esprimendo come si usa correntemente negli impianti oleodinamici:

v = velocità dell'olio [m/s];

Q = portata [l/min];

S = sezione di passaggio dell'olio [cm²].

Occorre introdurre un coefficiente numerico adimensionale che renda l'equazione coerente:

$$v = \frac{Q}{6S} \text{ [m/s]} \left[\frac{\text{l/min}}{\text{cm}^2} = \frac{1000\text{cm}^3}{\text{cm}^2} \frac{1}{60\text{s}} = \frac{100}{6} \frac{\text{cm}}{\text{s}} = \frac{1\text{m}}{6\text{s}} \right]$$

Nel caso particolare in cui la sezione considerata sia quella del tubo di diametro D si ha:

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

Continuando ora con l'esempio numerico riferito alla fig.4.4 nella quale abbiamo stabilito un diametro D del tubo di 4 cm, per cui la sezione utile è:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 4^2}{4} = 12,56 \text{ cm}^2$$

Riferendoci alla portata precedentemente calcolata pari a $Q = 192 \text{ l/min}$

La velocità dell'olio nel tubo di collegamento dei due cilindri risulta:

$$v = \frac{Q}{6S} = \frac{192}{6 \times 12,56} = 2,54 \text{ m/s}$$

La conoscenza della velocità media dell'olio attraverso i componenti di un circuito oleodinamico costituisce un elemento importante per giudicare se nell'applicazione considerata il dimensionamento di una linea di passaggio in un tubo o in un organo idraulico è corretto o no: richiamandoci all'esempio numerico ora svolto si può affermare che il valore della velocità media di 2,3 m/s può essere accettabile per una condotta in pressione (condotta di mandata); mentre sarebbe generalmente eccessivo per una condotta in aspirazione. L'interesse pratico a limitare il valore della velocità media dell'olio negli impianti oleodinamici deriva dal fatto che le perdite di carico, causate dalle resistenze

d'attrito nei tubi e nelle apparecchiature oleodinamiche, aumentano in proporzione al quadrato della velocità stessa. Vengono perciò consigliati dei valori medi delle velocità, per diversi casi di applicazione, che non conviene superare per avere un corretto funzionamento degli impianti; nella tabella 4.1 sono riportati i valori sopraccitati.

Condotto di aspirazione	1 m/s	
Condotto di ritorno	2 m/s	
Condotto di mandata	3 m/s	fino a 20 daN/cm ²
	4 m/s	fino a 50 daN/cm ²
	5 m/s	fino a 100 daN/cm ²
	6 m/s	fino a 200 daN/cm ² e oltre

Tab. 4.1

Per mantenere la velocità dell'olio entro i limiti consigliati occorre perciò scegliere le sezioni di passaggio, nelle apparecchiature e nei tubi, di valore proporzionato alla portata prevista nell'impianto.

Nel caso in cui sia nota la portata **Q** da trasmettere, prefissando il valore massimo ammesso della velocità del liquido, è possibile ricavare facilmente la sezione dei condotti di passaggio (tubi o apparecchiature) da utilizzare per la costruzione dell'impianto e sarà precisamente:

$$S = \frac{Q}{6v} = [\text{cm}^2]$$

dalla quale, nel caso dei tubi, si può facilmente ricavare il diametro interno **D**, poiché:

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{e} \quad D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}$$

4.6 NUMERO DI REYNOLDS

Il movimento dei fluidi entro condotti a sezione chiusa o nei canali aperti può essere essenzialmente di due tipi:

**moto per filetti; o regime laminare, o regolare o di Poiseuille;
moto turbolento.**

Come in tutti i fenomeni fisici, la linea di demarcazione fra i due tipi di moto non è esattamente definita; vi è cioè tutta una zona graduata di passaggio dal moto laminare a quello turbolento, detta zona di transizione.

Poiché il tipo di moto influenza in modo determinante le perdite di carico è evidente l'estrema importanza di poter disporre di un criterio per individuare a priori il tipo di moto medesimo. Tale criterio esiste ed è individuato con il cosiddetto "Numero di Reynolds", indicato brevemente con **R_e**, che ha l'espressione seguente:

$$R_e = \frac{v D}{\nu}$$

dove:

v = velocità [media del liquido nel tubo m/s];

D = diametro interno del tubo [m];

ν = viscosità cinematica [m^2/s].

Espresso in unità più consone alle applicazioni oleoidrauliche, il R_e risulta:

$$R_e = 1,28 \times \frac{Q}{D \nu} \times 10^6$$

dove:

$$1,28 = 4 / \pi$$

Q = portata [dm^3/s];

D = diametro interno della tubazione [mm];

ν = viscosità cinematica [centistokes];

Espresso in unità di misura anglosassoni risulta:

$$R = 3160 \frac{Q}{D \nu}$$

dove:

Q = galloni imperiali al minuto primo [Kpm];

D = diametro [pollici];

ν = viscosità cinematica [centistokes]

Valgono le seguenti considerazioni:

per numero di Reynolds inferiore a circa 2000 il moto è di tipo laminare;

per numero di Reynolds compreso fra 2000 e 3500 circa, si ha una zona critica di instabilità, ossia possono verificarsi sia condizioni di moto turbolento, a seconda di particolari situazioni contingenti.

In pratica occorre evitare di operare in tale zona: non potendosi, infatti, applicare con sicurezza le formule relative ai moti laminari, conviene senz'altro portarsi in condizioni di moto turbolento aumentando la velocità del fluido, ossia diminuendo semplicemente il diametro del tubo, con il conseguente evidente vantaggio di carattere economico;

per numeri di Reynolds superiori a 3500 si ha moto turbolento ("zona di transizione"), e per numeri di Reynolds molto elevati (in funzione anche della scabrezza relativa della superficie interna del tubo) si ha moto puramente turbolento.

Per scabrezza relativa s'intende il rapporto fra l'altezza media delle asperità della superficie interna del tubo e il diametro interno del tubo stesso.

Nei processi pratici di trasmissione di fluidi in condotte, a meno che il fluido stesso abbia una viscosità molto elevata (il numero di Reynolds essendo inversamente proporzionale alla viscosità), o il tubo sia un capillare (portata molto piccola), si opera normalmente in condizioni di moto turbolento. Infatti, nel dimensionare le tubazioni occorre realizzare il compromesso migliore fra due esigenze di carattere economico contrastanti: da una parte il costo della tubazione (costo di impianto), che è tanto maggiore quanto più bassa è la velocità di trasferimento del fluido (la portata da trasferire essendo

assegnata); dall'altra parte le perdite di carico, e quindi l'energia dissipata che pure ha un costo (costo di esercizio), le quali sono tanto più elevate quanto maggiore è la velocità del fluido (più precisamente sono proporzionali al quadrato della velocità).

4.7 PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

Per perdite di carico distribuite s'intendono quelle che hanno origine con continuità lungo tratti rettilinei di tubazione. Esse sono causate sia dagli attriti interni fra particella e particella di fluido, sia dallo strisciamento (per moti turbolento) del fluido contro le asperità della superficie interna del tubo

Si possono di massima ritenere "lisce" le tubazioni di vetro e di rame od ottone trafilati, scabre tutte le altre. L'aspetto "visibile" del fenomeno è dato dalla diminuzione progressiva della pressione man mano che ci si allontana dalla pompa e dal riscaldamento del liquido, per effetto della conversione delle cadute di pressione in calore.

4.8 CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

In linea generale, le perdite di carico distribuite possono essere valutate mediante la seguente espressione:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{200} \cdot \frac{v^2 \cdot l \cdot \delta}{D} [\text{bar}]$$

dove:

- λ = indice di resistenza;
- v = velocità del fluido [m/s];
- l = lunghezza della tubazione [m];
- D = diametro interno della tubazione [m];
- δ = densità del fluido [kg_m/m^3].

L'indice di resistenza è determinato in modo diverso a seconda che il moto sia laminare o turbolento.

4.9 MOTO LAMINARE

In condizioni di moto laminare, le perdite di carico dipendono unicamente dalla tubazione e dalla velocità e natura del liquido, mentre sono indipendenti dalla scabrezza della tubazione.

Precisamente:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}$$

4.10 MOTO TURBOLENTO

In condizioni di moto puramente turbolento il coefficiente di resistenza risulta indipendente dal valore del numero di Reynolds, ossia in particolare le perdite di carico sono indipendenti dalla viscosità del fluido, mentre sono legate alla scabrezza del condotto. Peraltro, dati i valori usuali di velocità e viscosità dei fluidi impiegati, difficilmente si realizzano negli impianti oleoidraulici condizioni di moto puramente turbolento. Generalmente, infatti, il moto è di tipo uniforme turbolento, per cui l'influenza della viscosità sulle perdite di carico risulta sensibile.

In linea di massima si possono assegnare i seguenti valori medi di scabrezza assoluta:

tubi di rame trafilato: $s = 0,0015 \text{ mm}$;

tubi di acciaio normali: $s = 0,04 \text{ mm}$;

tubi di gomma: $s = 0,03 \text{ mm}$;

Analiticamente, per tubazioni "lisce" vale la relazione:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}}$$

4.11 PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

S'intendono per perdite di carico concentrate quelle che insorgono a causa di accidentalità presenti nel circuito (curve, valvole, filtri ecc.) le quali provocano variazioni brusche di direzione e/o di velocità del flusso di fluido, con conseguenti dissipazioni localizzate di energia di pressione in energia termica.

Esse sono generalmente calcolate come frazione dell'altezza cinetica di monte, ossia:

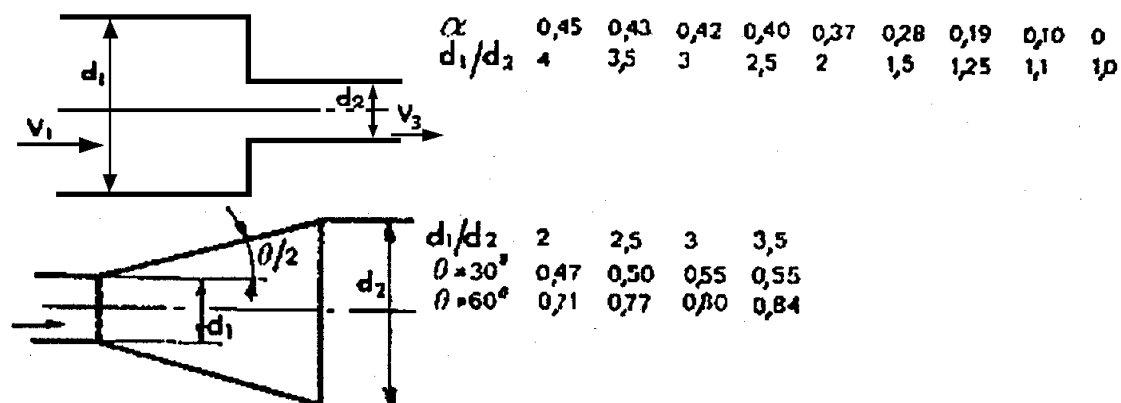
$$\Delta p = \frac{\alpha \times v \times \delta}{200} [\text{bar}]$$

dove:

v = velocità del fluido, prima della strozzatura o deviazione [m/s];

δ = densità del fluido.

Valori medi dei coefficienti α sono riportati in fig.4.5



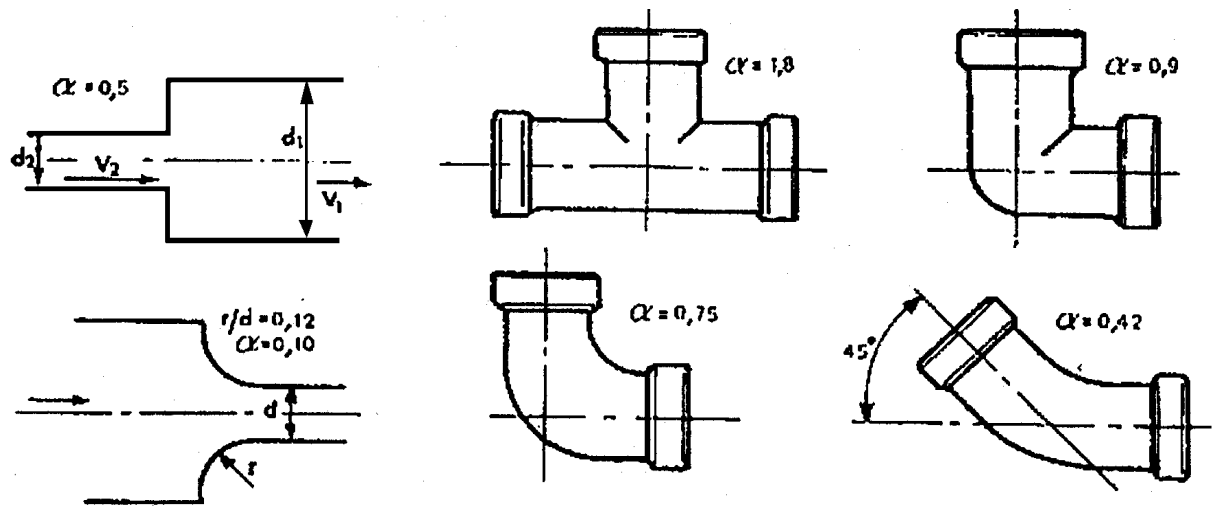


Fig. 4.5

5 FLUIDI IDRAULICI

Da un punto di vista generale, un buon liquido idraulico deve possedere i seguenti requisiti:

trasmettere energia con basse perdite ed elevata velocità di risposta;
lubrificare le parti in movimento relativo;
possedere viscosità adeguata alle diverse condizioni operative che si possono prevedere nell'esercizio dell'impianto;
mantenere puliti gli organi meccanici e proteggerli dalla corrosione;
possedere una buona conducibilità termica;
non essere pericoloso per gli operatori né per gli impianti;
possedere elevata stabilità chimica;
essere poco infiammabile.

5.1 CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI IDRAULICI

I fluidi idraulici possono essere raggruppati nelle seguenti quattro categorie fondamentali:

1) Acqua

Si utilizza acqua industriale, normale od in emulsione con olio al 3-5% quando si vuole attenuare il potere ossidante del fluido base. La percentuale d'olio può salire fino a 10-12% quando è necessario abbassare il punto di congelamento.

2) Oli

Sono a base minerale (provengono in altre parole dalla raffinazione di petrolio grezzo) e sono generalmente migliorati con l'aggiunta di speciali additivi.

3) Fluidi sintetici a base d'acqua

Emulsione d'acqua in olio

Sono costituite da un'elevata percentuale d'olio emulsionabile derivato dal petrolio (generalmente 50% e 50% acqua); contengono inoltre speciali additivi stabilizzanti, antiruggine, antiusura, ecc.

Soluzione acqua-glicol

Sono composte normalmente dal 40% di glicol e 60% d'acqua, con l'aggiunta di speciali additivi.

4) Fluidi sintetici non acquosi

Fra i più comuni ricordiamo:

Fosfato esteri semplici o clorurati

Idrocarburi clorurati

Silicato esteri

Prima di illustrare i campi attuali d'impiego dei diversi tipi di fluido sopra indicati, esaminiamo da un punto di vista generale le caratteristiche dei fluidi idraulici.

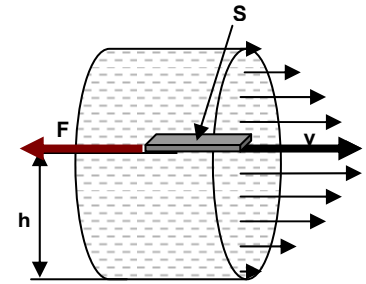
5.2 CARATTERISTICHE DEI FLUIDI IDRAULICI

1) Viscosità

Ricordiamo le formule di Newton

$$F = \mu \cdot S \cdot \frac{\Delta v}{\Delta h}$$

S = superficie della lastra
h = distanza dal fondo
v = velocità della lastra che
aumenta con l'aumentare della
distanza dal fondo



Nel sistema di misura C.G.S. la viscosità μ , detta **viscosità dinamica assoluta**, risulta espressa in [dine x s/cm²] ed è detta Poise.

Essendo il Poise un'unità molto grande, in genere si usa il **centipoise = 1/100 di Poise**. L'unità di misura della viscosità dinamica assoluta raccomandata dal Sistema SI è i Pa.s o N.s/m².

In pratica si preferisce fare riferimento alla viscosità cinematica assoluta, di più facile determinazione, definita come rapporto fra la viscosità dinamica assoluta e la densità del fluido:

$$\nu = \frac{\mu}{\delta}$$

Nel sistema C.G.S. la viscosità cinematica assoluta è chiamata Stoke e in pratica si usa il **centistoke = 1/100 di Stoke**.

Per fissare gli ordini di grandezza ricordiamo che la viscosità dell'acqua a 20°C è circa 1 cs.

L'unità di misura della viscosità cinematica assoluta raccomandata dal sistema SI è il m²/s.

2) Misura della viscosità

La determinazione della viscosità dinamica e cinematica assoluta è molto complessa e delicata. Sono state proposte allora delle misurazioni più rapide della viscosità: scala Engler (Europa), Saybolt (U.S.A.) e Redwood (Gran Bretagna).

3) Viscosimetro Engler

E' costituito da un recipiente immerso in bagno termostatico e provvisto di un foro calibrato, (fig.5.1). Il rapporto fra il tempo impiegato da 200 cm³ del liquido in esame alla temperatura di 20°C ad effluire dal foro calibrato e il tempo impiegato da un ugual volume d'acqua alla stessa temperatura, esprime la viscosità in gradi Engler (E°) del liquido.

Ad esempio, se un olio ha viscosità 20 volte superiore a quella impiegata da un ugual volume d'acqua nelle stesse condizioni. La viscosità dell'acqua a 20°C è evidentemente uguale a 1° E.

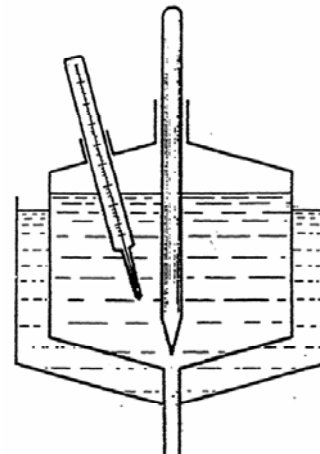
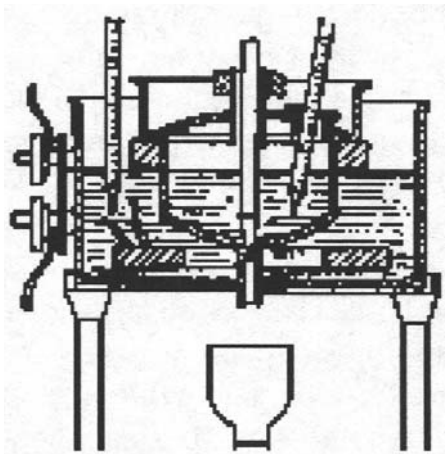


Fig.5.1

4) Viscosimetro Saybolt

E' analogo a quello Engler. Si misura il tempo in secondi impiegato da 60 cm³ di liquido ad effluire dall'ugello.

5) Viscosimetro Redwood

E' analogo a quello Engler e si misura il tempo in secondi impiegato da 50 cm³ ad effluire dall'ugello.

Usando il sistema Redwood e Saybolt il risultato è riportato in secondi mentre con il sistema Engler il risultato è espresso in gradi Engler.

Ciascuno dei sistemi di misura menzionati fa riferimento ad una temperatura standard; tuttavia i fattori di conversione sotto riportati possono essere considerati sufficientemente accurati.

Conversione per le unità pratiche di viscosità.

La formula di Ubbelohde consente di ottenere la viscosità cinematica ν nota la viscosità espressa in °E:

$$\nu[\text{cSt}] = 10^2 \left(0,073^\circ\text{E} - \frac{0,0631}{^\circ\text{E}} \right)$$

Esistono anche tabelle di conversione:

<i>centiStokes</i>	<i>Saybolt</i>	<i>Redwood</i>	<i>Engler</i>
2	33	31	1,1
4	38	36	1,3
6	46	41	1,5
8	52	46	1,7
10	59	52	1,8
15	77	66	2,3
20	98	86	2,9
30	141	125	4,1
50	232	205	6,6
> 50	(4,6 X cS)	(4,1 X cS)	(0,182 X cS)

5.3 LA VISCOSITÀ DEL FLUIDO VARIA CON LA TEMPERATURA

La viscosità dei liquidi idraulici, ad eccezione dell'acqua, risentono in modo molto marcato delle variazioni di temperatura, come schematicamente indicato in fig.5.2 (la pressione è costante e pari alla pressione atmosferica).

I diagrammi hanno andamento puramente indicativo, poiché mediante l'aggiunta d'additivi è possibile realizzare sia fluidi con diverse viscosità a pari temperatura, sia fluidi meno sensibili alle variazioni di viscosità al variare della temperatura.

Tale caratteristica è molto importante per i liquidi idraulici: negli impianti idraulici industriali la temperatura del liquido passa, infatti, normalmente dai 10-15°C all'avviamento ai 50-60°C a regime (l'escursione di temperatura è poi notevolmente superiore se l'impianto lavora all'aria aperta). Se l'olio avesse delle variazioni eccessive di viscosità, accadrebbe che se è adatto a freddo diventerebbe

troppo fluido a caldo con eccessivi trafilamenti ed insufficiente potere lubrificante; se è adatto a caldo, avrebbe a freddo viscosità troppo elevata con eccessive perdite di carico nel circuito e possibili pericoli di cavitazione della pompa.

- a) Silicato estere
- b) Acqua glicole
- c) Olio minerale
- d) Fosfato estere
- e) Idrocarburo clorurato

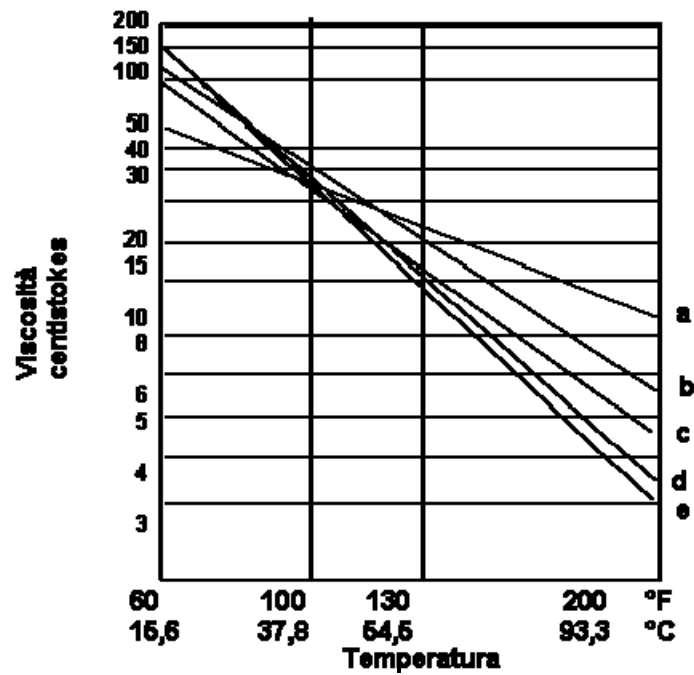


Fig. 5.2

5.3.1 INFLUENZA DELLA TEMPERATURA SULLA VISCOSITÀ

Al variare della temperatura, la viscosità non è costante, ma varia anch'essa quasi sensibilmente in senso opposto alla temperatura; in altre parole un fluido caldo ha viscosità minore di quelle che aveva da freddo. Quindi ogni valore di viscosità deve essere accompagnato da quello della temperatura alla quale è stato rilevato.

Quando si indica un valore di viscosità occorre sempre indicare il valore della temperatura corrispondente, cioè della temperatura che l'olio ha mentre è scaricato dal viscosimetro.

Un normale olio per impiego negli impianti oleodinamici ha un valore di viscosità di circa 5,5°E a 50°C.

5.3.2 INDICE DI VISCOSITÀ

Tutti gli oli lubrificanti minerali cambiano di viscosità al variare della temperatura: diventano più viscosi allo scendere della temperatura e più fluidi quando essa sale. Vi è tuttavia una notevole differenza nel modo di risentire l'influenza della temperatura: per una determinata variazione di temperatura alcuni oli variano di viscosità meno di altri. Questa caratteristica può essere valutata numericamente mediante l'indice di viscosità; per una stessa variazione di temperatura, la viscosità di un olio ad alto indice di viscosità varierà meno di quella di un olio a basso indice.

L'indice di viscosità di un olio dipende esclusivamente dal tipo di greggio d'origine, dai metodi di raffinazione e dalla presenza di determinati additivi. In genere un olio prevalentemente paraffinico tende ad avere indici di viscosità più elevati di quelli d'oli naftenici e questo significa che la viscosità degli oli paraffinici varia meno al cambiare della temperatura. Con certi additivi, chiamati miglioratori dell'indice di viscosità, è possibile ridurre ancora la variazione della viscosità in funzione della temperatura.

5.3.3 SIGNIFICATO DELL'INDICE DI VISCOSITÀ

Il significato fondamentale dell'indice di viscosità sta nella sua relazione con le caratteristiche di viscosità. Oli ad alto indice di viscosità possono essere indicati per tutte le applicazioni in cui l'olio, durante l'esercizio, è soggetto a forti variazioni di temperatura.

Ad esempio in un motore d'automobile, alle basse temperature dell'avviamento a freddo, l'olio dovrà essere ancora abbastanza fluido così da non sottoporre il motorino di avviamento a sforzi eccessivi. Appena il motore incomincia a funzionare l'olio dovrà poter circolare liberamente in tutto il circuito così da lubrificare adeguatamente le diverse parti del motore. Arrivato alle temperature di regime l'olio non dovrà poi diventare troppo fluido, sia per non consumarsi eccessivamente, sia per mantenere una buona tenacità del velo lubrificante. Parimenti un olio che aziona i comandi idraulici di un aereo potrà essere esposto a temperature elevatissime quando l'aereo è in aeroporto in zona tropicale nonché a temperature assai inferiori allo zero quando l'aereo è ad alta quota.

Per regolarità di funzionamento in condizioni ambientali così diverse, l'olio per comandi idraulici deve mantenere una viscosità costante quanto più possibile e quindi deve disporre di un elevato indice di viscosità.

5.4 CONSIDERAZIONI SULLA SCELTA DEI FLUIDI IN BASE ALLA VISCOSITÀ

Tutti i fluidi per l'uso negli impianti oleodinamici sono disponibili con differenti gradazioni di viscosità e i principali fattori che ne condizionano la scelta sono:

- * perdite di potenza
- * lubrificazione
- * condizioni di esercizio
- * caratteristiche costruttive dei componenti

In un impianto oleodinamico le perdite di potenza utile sono anche dovute alle perdite di carico lungo le tubazioni e ai trafilamenti interni. Le perdite di carico sono dovute all'attrito del fluido e pertanto variano proporzionalmente alla viscosità, mentre i trafilamenti interni sono inversamente proporzionali alla viscosità. Pertanto si determinano due esigenze contrastanti. Orientativamente si può affermare che con l'aumentare della pressione di funzionamento, poiché aumentano i trafilamenti e diminuisce l'incidenza percentuale della potenza dissipata in perdite di carico, conviene impiegare fluidi ad alta viscosità; viceversa per basse pressioni conviene usare fluidi di più bassa viscosità.

Con l'aumentare dei carichi, e quindi delle pressioni, è necessario assicurarsi che il fluido svolga la sua azione lubrificante (lubrificazione idrodinamica) in modo da evitare il contatto metallo contro metallo fra organi in moto relativo tra loro. Il fluido deve quindi avere una buona tendenza a formare un velo d'olio, tendenza che è normalmente favorita da valori elevati di viscosità e che è aumentata mediante appositi additivi.

Se si tiene presente il legame **Temperatura-viscosità** è evidente che nel prefissare la viscosità non si può prescindere dalla presunta temperatura di funzionamento, che varia da un impianto all'altro. In sede di progetto, la sua esatta determinazione si presenta alquanto difficile, tuttavia sarà, in generale, sempre possibile stimare un valore approssimato almeno in base alle condizioni ambientali. Inoltre si potranno prevedere eventuali mezzi correttivi, (scambiatori di calore, riscaldatori) specie se vi è la possibilità che si manifestino in esercizio sensibili escursioni di temperatura. Le corrispondenti variazioni di viscosità sono sempre piuttosto elevate e pertanto, se non hanno carattere transitorio, alterano le condizioni di un buon e regolare funzionamento.

Un ulteriore importante fattore che influenza la scelta delle viscosità è rappresentato dalle **caratteristiche costruttive delle varie apparecchiature**, in particolar modo della pompa. Una medesima pompa può comportare una diversa scelta della viscosità in relazione alla velocità di rotazione. Infatti, sempre che non sia sovralimentata, è necessario garantire le migliori condizioni di aspirazione per evitare dannosi fenomeni di cavitazione. E' questa condizione che impone sia di tener conto nella scelta della viscosità della temperatura di esercizio, sia di limitare eventuali variazioni in diminuzione di quest'ultima. Pur esistendo una condizione di priorità per le pompe vi sono altre apparecchiature che possono influenzare la scelta della viscosità: fra queste ricordiamo, in ordine di importanza:

I motori idraulici hanno caratteristiche costruttive simili a quelle delle pompe di eguale tipo. In genere però sono meno soggetti a fenomeni di cavitazione inerenti ad una non adeguata viscosità.

Valvole per il riempimento a gravità dei cilindri. Un'elevata viscosità può determinare un'elevata resistenza al passaggio del fluido: ne derivano

riduzioni della velocità di traslazione del pistone (se questo discende per gravità) o fenomeni di cavitazione nel cilindro.

Valvole regolatrici di portata e valvole regolatrici di pressione. Se la viscosità supera determinati limiti previsti in sede di progetto, si possono avere irregolarità di funzionamento (fenomeni di saturazione nelle prime e oscillazioni o lentezza di risposta nelle seconde).

Dalle precedenti note, ci si può fare, se non altro, una sommaria idea dell'influenza che può avere la viscosità sul rendimento e sul funzionamento di un impianto idraulico e della complessità inerente alla sua scelta. Di norma, i costruttori forniscono indicazioni per la scelta dei fluidi da usarsi con le varie apparecchiature.

5.5 PESO SPECIFICO

Il peso specifico di un fluido è definito dal rapporto fra il peso del fluido a 15°C e il peso di un uguale volume di acqua distillata alla temperatura di 4°C e alla pressione di un'atmosfera. Il peso specifico degli oli minerali a 15°C e a pressione atmosferica è generalmente compreso fra 0.85 e 0.92, ossia essi galleggiano sull'acqua. Al contrario i fluidi sintetici cosiddetti ininfiammabili (fosfato esteri, idrocarburi clorurati ecc.) hanno peso specifico superiore all'unità (circa 1.20 - 1.45 in condizioni normali) e quindi l'acqua galleggia su di loro.

Dato che i liquidi idraulici si acquistano a peso ma si usano a volume, è necessario conoscerne il peso specifico per valutare il costo della carica. Da questo punto di vista, gli oli minerali a basso peso specifico sono dunque i più convenienti. Inoltre, poiché il peso specifico è di facile e rapida determinazione, esso può costituire un primo controllo per verificare la costanza della qualità della fornitura. Il peso specifico di un fluido ha comunque significato solo se riferito a dati valori di pressione e temperatura. Orientativamente, si può ritenere sensibile per i diversi fluidi, richiamare l'attenzione sui seguenti punti:

Le perdite di carico sono direttamente proporzionali alla densità. Volendo mantenerle costanti, è necessario dimensionare in modo diverso, per i diversi fluidi, le luci di passaggio.

A parità delle altre condizioni, le pompe (non sovralimentate) possono richiedere regimi di rotazione diversi a seconda del fluido, al fine di evitare fenomeni di cavitazione.

Sempre per evitare fenomeni di cavitazione, all'aumentare del peso specifico del fluido occorre diminuire l'altezza di aspirazione della pompa.

5.6 COMPRIMIBILITÀ

Il peso specifico e quindi la densità dei liquidi sono funzioni generalmente crescenti della pressione.

Nelle applicazioni normali, i fluidi idraulici possono essere tuttavia considerati come incompressibili senza compromettere in modo significativo la validità dei calcoli. Quando però sono in gioco elevati valori di pressione o elevati volumi di liquido o entrambi contemporaneamente, la comprimibilità non può essere trascurata. Nella sua espressione elementare, la comprimibilità esprime la variazione del volume unitario di liquido per effetto di un aumento unitario di pressione.

In termini analitici si scrive:

$$\alpha = - \frac{1}{v} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta p} \quad (1)$$

dove:

α = coefficiente di comprimibilità cubica del liquido

ΔV = variazione di volume conseguente alla variazione p di pressione

Δp = variazione di pressione

Il segno meno è necessario per rendere positivo il valore del coefficiente α , essendo ΔV negativo (un aumento di pressione comporta una diminuzione di volume).

Il reciproco di α , ossia $1/\alpha$, è normalmente indicato con Σ ed è detto modulo di elasticità a compressione cubica o **BULK MODULUS** (ha lo stesso significato della costante E dell'acciaio).

L'espressione (1) consente di valutare, in prima approssimazione, la variazione di volume conseguente ad una data variazione di pressione, una volta noti il coefficiente α ed il volume iniziale del liquido.

Per un intervallo di pressione compreso fra 0 e 100 bar, si possono usare per α i valori medi riportati in tabella 1.

Tipo di fluido	Modulo di comprimibilità Σ [bar]	Comprimibilità a 25°C espressa come variazione percentuale di volume per un $\Delta p = 100$ bar
Acqua	500	$\Delta V = 0,4\%$
Olio minerale	17.500	$\Delta V = 0,6\%$
Emulsione acqua-olio	20.000	$\Delta V = 0,4\%$
Fluidi sintetici non acquosi	28.500	$\Delta V = 0,35\%$
Soluzione acqua-glicol	28.500	$\Delta V = 0,35\%$

Tab. 1 - Valore del modulo di comprimibilità per fluidi idraulici tipici

Esempio:

Determinare la variazione di volume subita da 300 dm³ di olio minerale compressi da 20 a 300 bar ($\Delta p = 280$ bar)

$$\Delta V = \frac{0,6}{100} \times 280 \Rightarrow V = \frac{\Delta V}{100} \times 300 \quad \rightarrow \quad V = 300 \cdot \frac{0,6}{100} \cdot \frac{280}{100} = 5 \text{ dm}^3$$

Occorre considerare però che la presenza di aria nel circuito (**allo stato gassoso e non in soluzione**) può abbassare, anche sensibilmente il modulo di comprimibilità del fluido, rendendolo inoltre variabile al variare della pressione.

5.6.1 TEMPERATURA DI ESERCIZIO

Negli impianti idraulici è opportuno mantenere la temperatura di esercizio del fluido entro i limiti piuttosto ristretti, variabili in funzione del liquido usato, dettati dalle seguenti considerazioni:

Limitare le escursioni di viscosità con tutti i vantaggi precedentemente illustrati;

Contenere i fenomeni di ossidazione e in generale di invecchiamento del fluido, in particolare modo per quanto riguarda l'impiego degli oli minerali;

Nel caso di fluido a base d'acqua, limitare l'evaporazione dell'acqua e quindi contenere i fenomeni di corrosione. In particolare poi, per i fluidi del gruppo III la perdita di acqua, oltre a declassare le caratteristiche di infiammabilità, comportando una perdita di additivi stabilizzanti può al limite provocare la rottura dell'emulsione.

Evitare che la tensione di vapore, specialmente per i fluidi a base di acqua, divenga così elevata da determinare fenomeni di cavitazione.

Contenere l'usura e impedire eccessive deformazioni o decadimento dei vari organi del circuito, con particolare riferimento ai tubi flessibili e alle guarnizioni.

In pratica, negli impianti industriali si consiglia di non lavorare a temperature di regime inferiore a 10°C.

Per quanto riguarda i limiti superiori di temperatura, l'esperienza consiglia di rispettare i valori riportati in tabella 2 (temperature del fluido nel serbatoio).

Fluido	Temperature max di esercizio
Acqua	40 - 50°C
Olio minerale	55 - 60°C
Emulsione acqua-olio	
Emulsione acqua-glicol	45 - 50°C
Fluidi sintetici non acquosi	65 - 70°C

Tab. 2 - Temperature massime di esercizio per fluidi idraulici tipici

Grosso modo si può affermare che, per temperature superiori a 50°C, la vita dell'olio si riduce a metà per ogni aumento di 10°C della temperatura di esercizio.

5.7 POTERE LUBRIFICANTE E PROPRIETÀ ANTIUSURA

Per potere lubrificante si intende l'attitudine di un olio a formare un film lubrificante fra due superfici metalliche e la sua capacità a mantenerlo. Quando le superfici metalliche in movimento relativo non sono completamente separate da un film di olio, le opposte asperità vengono in contatto e, per effetto delle elevate temperature locali che si vengono a produrre, si saldano fra loro per essere successivamente rescisse per effetto del movimento relativo delle due superfici. Generalmente queste saldature sono rescisse non lungo la superficie di contatto, ma nel corpo di una delle due asperità. Di conseguenza si verifica trasferimento di particelle di metallo da una superficie all'altra, con usura fino all'eventuale distruzione delle superfici. La funzione dei composti chimici che determinano l'oleosità o l'untuosità dell'olio è di formare un film aderente alle superfici metalliche, in modo da impedire il contatto diretto o comunque indebolire la saldatura. L'untuosità degli oli minerali può essere aumentata impiegando particolari additivi, che risultano però ossidabili con relativa facilità. Pertanto, se si desidera una lunga durata della carica, è bene evitare l'impiego di oli così additivati, salvo che esigenze particolari lo richiedano (ad esempio lubrificazione di guide di scorrimento).

L'impiego di oli ad elevata untuosità, riducendo l'attrito, consente di ridurre anche l'usura degli organi in movimento, ma presenta gli inconvenienti sopra indicati.

Nelle applicazioni correnti, gli oli minerali raffinati al solvente sono in grado di contenere l'usura entro limiti accettabili, purché la scelta della viscosità sia adatta. Se le prestazioni richieste al sistema sono piuttosto spinte, sia dal punto di vista temperatura che dal punto di vista pressione, è invece indispensabile fare ricorso a oli specificatamente additivati antiusura (anti wear additives). Un additivo antiusura molto usato attualmente è il dialchil ditiofosfato di zinco.

Esso è di tipo funzionale, poiché oltre a svolgere una specifica azione antiusura svolge anche azione antiossidante e inibitrice della corrosione. In particolare, l'azione antiusura si ritiene venga esplicata attraverso le seguenti fasi:

**Formazione di un film d'olio sulle superfici metalliche;
Decomposizione del film per effetto dell'aumento di temperatura prodotto da un principio di grippaggio fra le superfici;
Lo zinco decomposto diffonde nelle parti in acciaio, impedendo la formazione di saldature locali, e quindi la successiva rescissione delle medesime, con drastica riduzione dell'usura.**

Occorre sottolineare che le proprietà antiusura dell'olio sono sempre riferite esclusivamente ai materiali ferrosi, mentre sono generalmente inefficaci verso le superfici costruite con altri metalli.

Orientativamente i costruttori indicano i seguenti coefficienti moltiplicativi del carico effettivo per ottenere il carico in base al quale dimensionare i cuscinetti:

Fluido	Coefficiente
Olio minerale	1
Fosfato estere	1,2
Miscela fosfato estere + idrocarburi clorurato	1,2
Soluzione acqua-glicol	2,5
Emulsione acqua in olio (invertita)	2

Tab. 4 - Coefficienti moltiplicativi del carico sul cuscinetto per fluidi idraulici tipici

In ogni caso, prima di usare fluidi diversi dall'olio minerale di buona qualità, è indispensabile interpellare il costruttore delle varie apparecchiature.

E' necessario infine sottolineare che il ruolo svolto dagli additivi antiusura e dal diachil ditiofosfato di zinco in particolare, è completamente diverso da quello dei classici additivi "extreme pressure". Gli additivi EP (a base di zolfo, cloro, fosforo) reagiscono infatti chimicamente con una o entrambe le superfici metalliche solo in condizioni di altissime pressioni e temperature localizzate, formando composti caratterizzati da temperature di fusione inferiori a quella del metallo base, per cui le saldature possono essere più facilmente rescisse.

Se non si verificano queste condizioni particolari, gli additivi EP sono inattivi. Al contrario, gli additivi antiusura sono efficaci in ogni situazione.

5.8 INFIAMMABILITÀ

La necessità di disporre di fluidi resistenti al fuoco divenne pressante negli anni intorno al 1950, quando ci si rese conto che numerosi disastri in impianti industriali erano stati causati o resi più gravi dall'infiammabilità degli oli impiegati nelle apparecchiature idrauliche. Nel caso di un guasto o di una perdita, se il fluido impiegato è un olio minerale e se esso viene a contatto con un'adeguata sorgente di ignizione, si corre il rischio che l'incendio si propaghi rapidamente all'intorno.

Poiché normalmente l'olio è in pressione nel circuito e quindi fuoriesce sotto forma di spruzzo, la sua infiammabilità risulta ancora maggiore. I fluidi resistenti al fuoco sono stati formulati sia per resistere all'ignizione che per limitare la propagazione della fiamma; la prevalenza dell'una o dell'altra caratteristica è funzione della particolare natura del fluido.

A parte i fluidi del gruppo I (acqua) che si possono ritenere a tutto oggi gli unici veramente sicuri quando esistono gravi pericoli di incendio tutti gli altri liquidi idraulici bruciano in determinate condizioni. In pratica, i maggiori pericoli di incendio sono prodotti dalle seguenti situazioni:

Getti di fluido (causati ad esempio da rotture di tubazioni) diretti su superfici ad elevata temperatura e di notevole capacità termica: si può avere una combustione pressoché istantanea equivalente a quella della fiamma;
Caduta di fluido su superfici a temperatura tale e di capacità termica tale da determinare nel tempo fenomeni di autocombustione;

Gli oli minerali sono, da questo punto di vista, i meno sicuri. Essi hanno infatti, come vedremo dettagliatamente in seguito, temperature di fiamma e di autocombustione piuttosto basse; inoltre, se si incendiano continuano a bruciare propagando la fiamma ed esaltando quindi la situazione di pericolo. I fluidi del gruppo III (emulsioni acqua in olio e soluzioni acqua-glicol) pur contenendo sostanze

combustibili (l'olio e il glicol rispettivamente), hanno un comportamento sensibilmente diverso rispetto agli oli minerali: l'evaporazione dell'acqua contenuta in alta percentuale tende infatti a soffocare la fiamma e ne impedisce la propagazione. La combustione vera e propria potrà avere luogo solo dopo che tutta l'acqua è evaporata, solo nel caso in cui la temperatura della superficie sia ancora superiore a quella di autoignizione dell'olio o del glicol (tutto il calore di evaporazione dell'acqua è infatti sottratto alla superficie riscaldante, per cui questa subisce un raffreddamento inversamente proporzionale alla sua capacità termica). Nei fluidi del gruppo IV (liquidi sintetici non acquosi), la resistenza all'incendio è legata alla loro composizione chimica. In sostanza, rispetto ai fluidi del gruppo III presentano una sicurezza maggiore sia perché l'attitudine a non propagare la fiamma non è legata al contenuto d'acqua, sia perché la temperatura di autoignizione è più elevata.

5.9 TOSSICITÀ

Il contatto prolungato con taluni fluidi sintetici e talvolta anche con oli minerali può provocare irritazioni e malattie della pelle. Le soluzioni acqua-glicol non comportano normalmente problemi da questo punto di vista, né sono dannose le emulsioni acqua in olio, poiché gli emulsionanti impiegati generalmente non attaccano i grassi naturali della pelle. I vapori dei fluidi sintetici, in particolare dei tipi clorurati, sono notevolmente tossici e quindi occorre evitare che gli operatori possano aspirarli. D'altra parte la presenza di tali vapori in concentrazioni pericolose è eccezionale, poiché eccezionalmente bassa è la tensione di vapore di tali fluidi (dell'ordine della frazione di millimetro di mercurio alla temperatura di 100°C). La situazione di pericolo può allora verificarsi solo se accidentalmente il fluido viene a contatto con superfici notevolmente calde o con fiamme: il fluido si decompone per effetto della elevata temperatura sviluppando una notevole quantità di fumo denso e biancastro. Tale fumo è estremamente irritante per l'apparato respiratorio e provoca inoltre violente nausea, ma sembra che, se aspirato solo per brevi periodi, non produca fenomeni di intossicazione.

5.10 SETTORI CARATTERISTICI DI IMPIEGO DEI DIVERSI FLUIDI IDRAULICI

5.10.1 ACQUA

La sopravvivenza, o l'installazione, di impianti alimentati con acqua, essenzialmente macchinario pesante senza particolari esigenze di precisione e grado di automazione, è giustificata dalle seguenti caratteristiche positive dell'acqua stessa:

Costo trascurabile (dell'ordine del millesimo rispetto a quello dell'olio minerale). Tale prerogativa è di notevole importanza nel caso di grossi sistemi (volumi in gioco dell'ordine delle decine di migliaia di litri) per i quali il costo del fluido costituisce un fattore non secondario.
Il vantaggio è poi tanto più sentito se, come si verifica generalmente nei grossi sistemi, l'entità dei trafilamenti esterni è sensibile e quindi il costo di reintegro del fluido non è trascurabile.

Assoluta ininfiammabilità per cui, indipendentemente da qualsiasi altra considerazione, si impiega l'acqua quando è indispensabile la completa sicurezza contro gli incendi.

Non contaminazione del prodotto in lavorazione. Ad esempio, fino alla recente formulazione di fluidi speciali antimacchia, gli impianti idrostatici installati sui treni di laminazione dell'alluminio erano alimentati con acqua, poiché gli altri fluidi macchiavano il prodotto.

L'inquinamento del prodotto deve poi essere assolutamente evitato nel caso di lavorazione di prodotti alimentari, dato l'elevato pericolo che l'ingestione, anche in piccole dosi, dei fluidi idraulici diversi dall'acqua comporta. Poiché non è possibile localizzare tempestivamente eventuali perdite dell'impianto che potrebbero inquinare il prodotto, è indispensabile che il fluido non sia tossico.

L'acqua è usata inoltre negli impianti per la prova di tubi e recipienti in pressione, per evitarne l'inquinamento (si pensi ad esempio ai tubi che verranno successivamente impiegati per il trasporto di acqua potabile).

Oltre tutto, impiegando acqua si annullano praticamente i costi necessari per reintegrare i trafiletti esterni, sempre piuttosto consistenti in tali tipi di impianto.

5.10.2 OLIO MINERALE

Nelle diverse formulazioni, costituisce il fluido attualmente di gran lunga più usato negli impianti oleoidraulici. Si rinuncia ad esso per sostituirlo con acqua, pura o emulsionata con piccole percentuali d'olio, quando ricorrono le situazioni precedentemente esposta, o per sostituirlo con fluidi ininfiammabili quando si vogliono attenuare i pericoli di incendio. Talora si fa ricorso a fluidi sintetici non acquosi per la loro minore comprimibilità, indipendentemente da esigenze di ininfiammabilità.

5.10.3 FLUIDI SINTETICI A BASE D'ACQUA

Vengono usati quando non sono richieste caratteristiche di ininfiammabilità particolarmente spinte. Rispetto ai fluidi sintetici non acquosi hanno un costo inferiore, ma generalmente non possono essere impiegati con pompe dotate di cuscinetti notevolmente caricati e lubrificati dal fluido del circuito, essendosi verificati casi di grippaggio dopo poche decine di ore di funzionamento. Prima di usarli, occorre accertarne scrupolosamente la compatibilità sia con le apparecchiature che con le guarnizioni i flessibili e le vernici.

5.10.4 FLUIDI SINTETICI NON ACQUOSI

Sono impiegati quando si vogliono realizzare condizioni di sicurezza spinta contro gli incendi, senza rinunciare completamente ad alcune delle caratteristiche positive degli oli minerali (potere lubrificante, basso punto di solidificazione, bassa tensione di vapore alle temperature correnti ecc.). Normalmente si usano, sebbene con risultati inferiori in durata e talvolta in prestazioni, le stesse apparecchiature costruite per l'impiego con oli minerali, salvo la verifica di compatibilità delle guarnizioni, flessibili, vernici.

6 IMPIANTO OLEODINAMICO ELEMENTARE

Abbiamo precedentemente esaminato il concetto di portata riferendoci alla Fig. 4.4 nella quale si supponeva di volere spostare il pistone grande di una determinata corsa. Per lo spostamento del pistone si richiede quindi il passaggio di un determinato volume di liquido dal cilindro piccolo a quello grande; ciò presuppone però che il volume di liquido spostato durante la corsa completa del pistone piccolo sia sufficiente per effettuare il richiesto spostamento del pistone grande.

Naturalmente questo ragionamento può essere valido solo per dei piccoli spostamenti del pistone grande; nella pratica utilizzazione dei comandi oleodinamici ciò accade raramente, perciò occorre modificare il sistema in modo da avere la possibilità di fare effettuare, al pistone comandato delle corse di lunghezza tale che richiederebbe un volume di liquido maggiore di quello che può spostare il cilindro piccolo nell'intera sua corsa; inoltre occorre avere la possibilità di fare ritornare il pistone comandato nella sua posizione iniziale, oppure di arrestarlo in una qualsiasi posizione intermedia.

Per realizzare lo scopo che c'interessa dobbiamo trasformare il cilindro piccolo della Fig. 4.4 in una pompa aspirante e premente (Fig. 6.1) e collegare la relativa valvola d'aspirazione ad un serbatoio d'alimentazione posto ad un'altezza superiore alla pompa stessa per avere un'alimentazione per gravità.

Sulla mandata della pompa è inserita una valvola di ritegno che impedisce il ritorno del liquido dal cilindro alla pompa quando questa è in fase d'aspirazione.

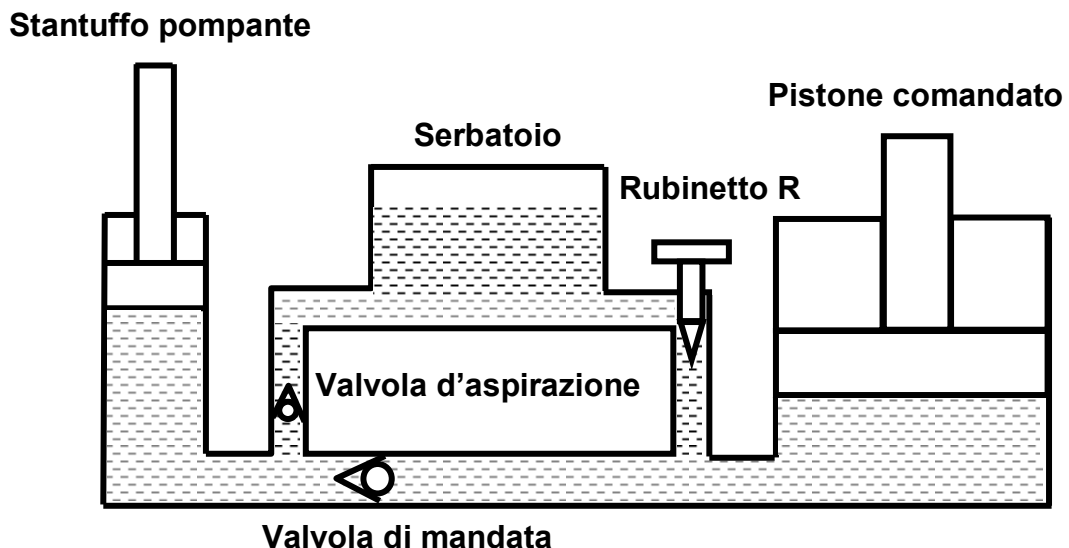


Fig. 6.1

Quando il pistone comandato ha ultimato la propria corsa in salita, si può fare ritornare nella sua posizione iniziale in basso, cessando l'azione di pompaggio ed aprendo il rubinetto R che consente al liquido di ritornare nel serbatoio per effetto del peso che agisce sul pistone comandato; chiudendo il rubinetto R il pistone può essere arrestato in una posizione qualsiasi.

Questo primo tipo d'impianto descritto è naturalmente ancora poco pratico per le applicazioni industriali, perché presenta due inconvenienti essenziali:

- A) per arrestare la salita del pistone comandato occorre fermare la pompa, e ciò è realizzabile se la pompa è comandata a mano, come ad esempio nel martinetto di sollevamento d'autocarri, ma per una pompa azionata da un motore elettrico il sistema non va bene;
- B) il pistone considerato è del tipo a semplice effetto, quindi può effettuare la corsa di ritorno solamente se è montato in posizione verticale e se è caricato con un peso sufficiente a vincere tutte le resistenze che il liquido incontra per ritornare nel serbatoio.

E' necessario perciò passare ad analizzare un circuito nel quale la pompa è continuamente in azione (è considerata una pompa volumetrica nella quale la portata è costante indipendentemente dalle variazioni della pressione nell'impianto) ed il cilindro comandato è del tipo a doppio effetto, quindi può essere installato in qualsiasi posizione, essendo spinto dall'azione della pompa nella corsa di ritorno (Fig. 6.2).

Nello schema della Fig. 6.2 possiamo notare due innovazioni essenziali rispetto a quello precedente della Fig. 6.1 e sono precisamente "la valvola di sicurezza" che ci consentono di eliminare rispettivamente gli inconvenienti A e B citati precedentemente.

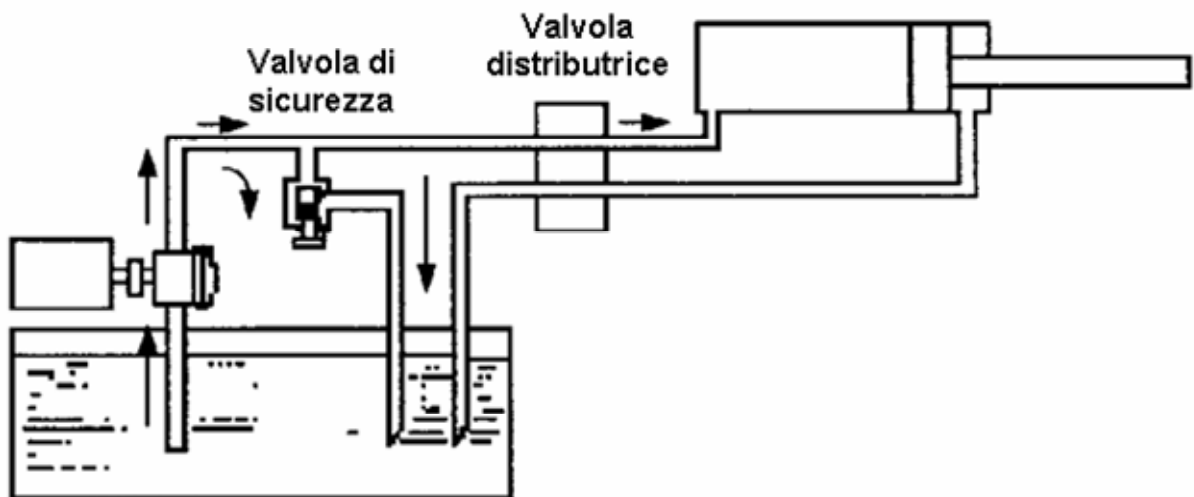


Fig. 6.2

Nella Fig. 6.2 la valvola distributrice è posta in modo da realizzare il movimento in avanti del pistone comandato. La valvola di sicurezza resta chiusa e tutta la portata della pompa serve ad imprimere la necessaria velocità di spostamento del pistone. Quando il pistone arriva a fine corsa in avanti, cessa la sua richiesta di portata d'olio, quindi la pompa che è sempre in funzione e continua ad erogare una determinata portata d'olio, fa rapidamente salire la pressione nell'impianto fino al valore massimo consentito e determinato con la taratura della valvola di sicurezza.

Trovandosi in queste ultime condizioni la valvola di sicurezza si apre e fa scaricare nel serbatoio tutta la portata della pompa (Fig. 6.3) naturalmente in questo caso tutta la potenza spesa per comprimere l'olio non è recuperata con un lavoro utile, ma è dissipata in calore proprio nel passaggio attraverso la valvola di sicurezza.

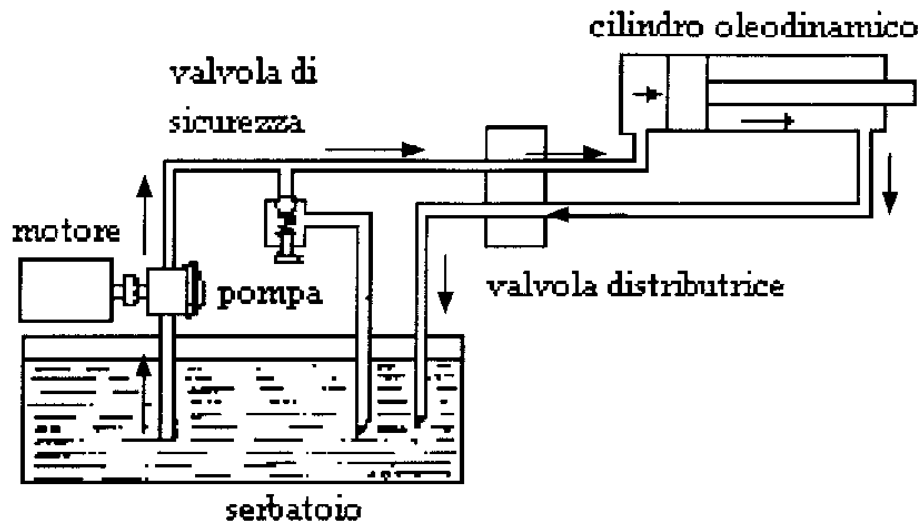


Fig. 6.3

Quando il pistone ha ultimato la corsa in avanti, nella cui posizione può anche restare fermo per diverso tempo, possiamo farlo ritornare nella posizione indietro che possedeva inizialmente, disponendo la valvola distributrice nella relativa posizione (Fig. 6.4) in cui si hanno dei collegamenti incrociati rispetto a quelli iniziali della Fig. 6.3.

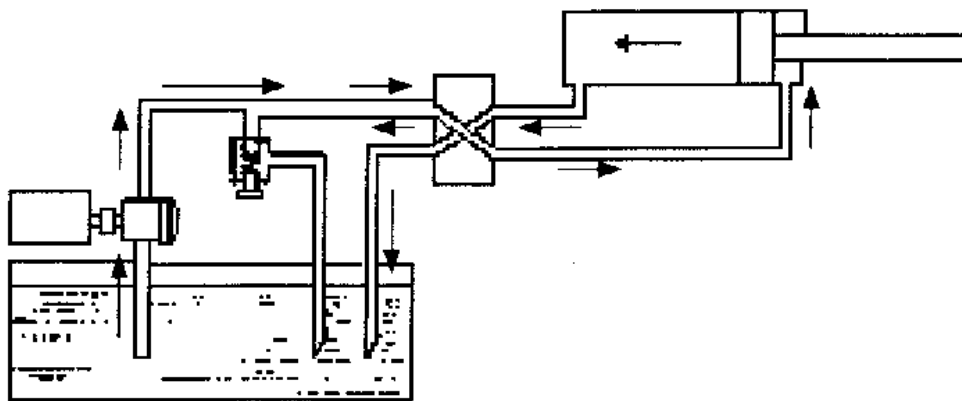


Fig. 6.4

Analogamente a quanto è successo durante la corsa in avanti, anche ora quando il pistone avrà ultimato la propria corsa indietro, non ci sarà più richiesta di portata e perciò la mandata della pompa sarà nuovamente scaricata a serbatoio attraverso la valvola di sicurezza (Fig. 6.5).

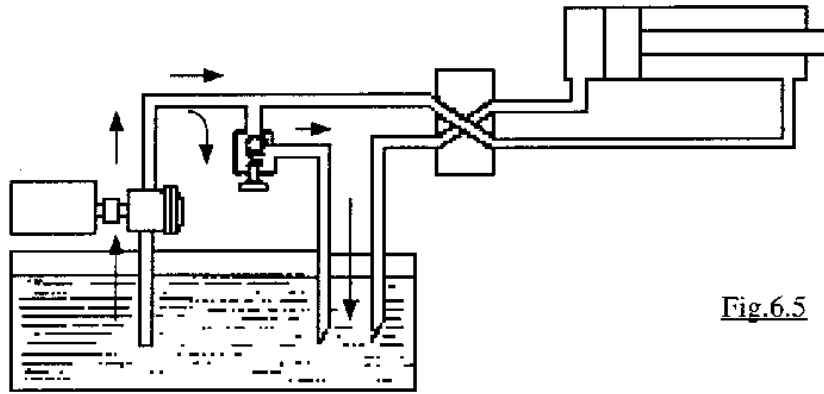


Fig. 6.5

Oltre ai movimenti in avanti ed indietro, può essere necessario ottenere l'arresto del pistone in una qualsiasi posizione intermedia; in questo caso occorre utilizzare una valvola distributrice che, oltre alle due posizioni rappresentate nelle Fig. 6.2 e 6.4 possieda una posizione nella quale siano bloccati tutti i collegamenti, cioè quelli tra la pompa e il cilindro e tra quest'ultimo e il serbatoio (Fig. 6.6).

Anche in quest'ultimo caso, come nei due precedenti illustrati nelle Fig. 6.3 e 6.5 nelle quali il pistone ha ultimato la propria corsa rispettivamente in avanti ed indietro, tutta la portata della pompa è scaricata al serbatoio attraverso la valvola di sicurezza.

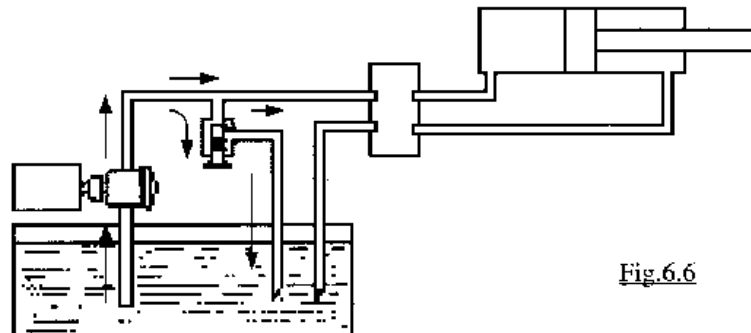


Fig. 6.6

Abbiamo così esaminato in forma sintetica la costituzione e il funzionamento di un semplicissimo impianto oleodinamico, nelle figure dalla 6.2 alla 6.6 sono stati rappresentati gli elementi essenziali:

- il serbatoio riempito naturalmente di olio minerale e completo di indicatore di livello, tappo di riempimento, tappo di scarico sul fondo e sfiatatoi con filtro;**
- la pompa;**
- la valvola di sicurezza o di massima pressione;**
- la valvola distributrice;**
- il cilindro oleodinamico da azionare.**

Oltre ai componenti elencati, nella costruzione del più semplice impianto oleodinamico, come è stato descritto sono indispensabili alcuni altri componenti, senza dei quali il funzionamento dell'impianto sarebbe difettoso. Questi ultimi componenti sono i seguenti:

Filtro di aspirazione; montato sulla tubazione di aspirazione della pompa. E' da notare che negli impianti oleodinamici a pompa è generalmente installata

al di sopra del livello dell'olio nel serbatoio, poiché tutti i tipi di pompe normalmente utilizzate sono autoadescanti entro determinati valori di altezza d'aspirazione ($0,40 \div 0,60$ metri).

Manometro con rubinetto di esclusione; installati sulla tubazione di mandata per controllare la regolazione della valvola di sicurezza.

Filtro micronico sulla tubazione di ritorno; serve ad ottenere una filtrazione molto elevata dell'olio che ritorna nel serbatoio.

Scambiatore di calore prodotto appunto nel passaggio attraverso la stessa; se questo calore non fosse asportato, la temperatura dell'olio arriverebbe a valori eccessivi per il buon funzionamento dell'impianto oleodinamico. La temperatura ottima dell'olio è di circa 50°C .

Regolatori di flusso unidirezionali installati sui due tubi che collegano la valvola distributrice con il cilindro comandato; servono a regolare la velocità di spostamento del pistone, creando una strozzatura allo scarico dell'olio, indipendentemente dal valore della portata erogata dalla pompa.

La semplice regolazione con una strozzatura sul tubo di mandata della pompa non consentirebbe di regolare in modo diverso la velocità nei due sensi di spostamento del pistone.

Nella Fig. 6.7 è stato rappresentato, in uno schema figurato, il circuito completo di tutti gli elementi che sono stati elencati; per la valvola distributrice non è stato specificato il tipo di comando utilizzato, cioè se è azionata manualmente, elettricamente con dei solenoidi (elettrovalvola) o con un comando meccanico a camme. Comunque il tipo di comando della valvola distributrice non influisce sulla stesura dello schema del circuito.

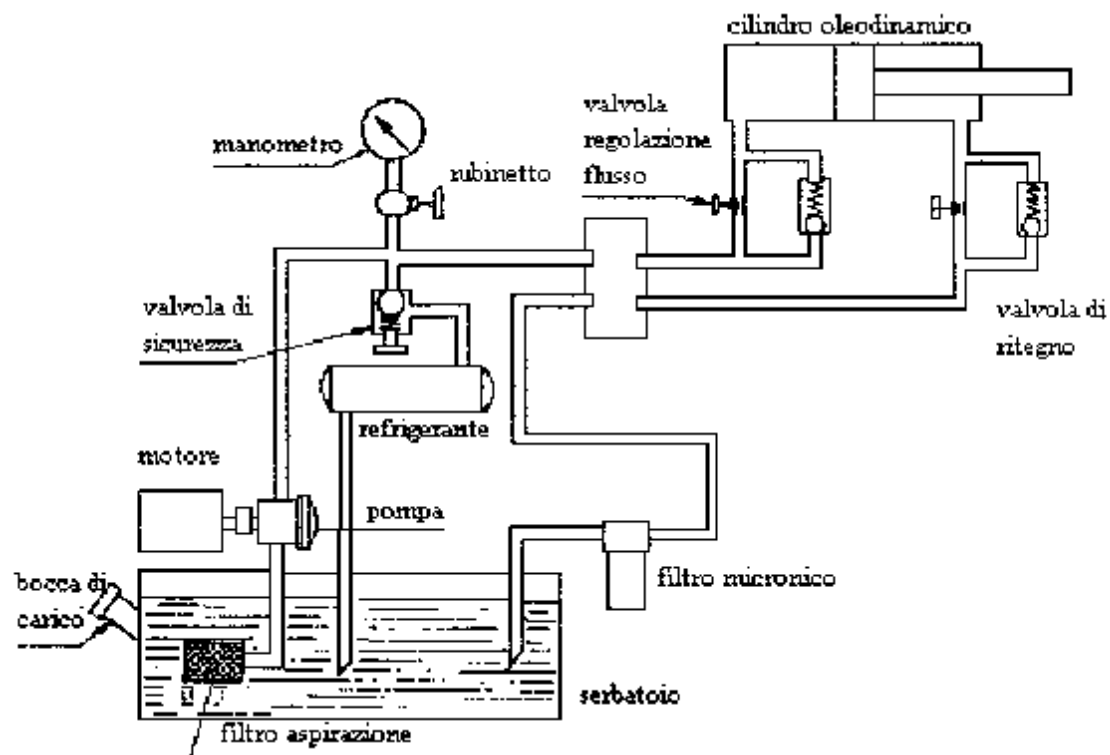


Fig. 6.7

6.1 SIMBOLI OLEODINAMICI

Occupandosi di impianti oleodinamici ci si accorge subito della necessità di rappresentare il circuito in modo semplice, comprensibile a tutti e tale che fornisca una chiara indicazione del funzionamento dell'impianto.

Questo ragionamento è comprensibile analizzando lo schema della Fig. 6.7, nel qual è praticamente impossibile individuare il funzionamento delle apparecchiature se non è illustrato dall'esecutore dello schema; inoltre ogni apparecchiatura deve essere indicata con una dicitura scritta, perché la sola rappresentazione come disegno, essendo lasciata all'arbitrio dell'esecutore può creare delle confusioni.

Appena gli impianti oleodinamici hanno avuto uno sviluppo notevole nell'industria, sono state create delle norme di rappresentazione delle apparecchiature; nel 1959 è sorta in America la simbologia **J.I.C.** e che, con successivi miglioramenti, ha portato alla stesura di una simbologia unificata europea **CETOP**, della quale sono qui allegate le 6 tabelle alle quali ci atterremo d'ora in poi per la rappresentazione di qualsiasi circuito oleodinamico.

Rivediamo ora, nella Fig. 6.8, come può essere rappresentato, in modo semplice e facilmente comprensibile, lo stesso circuito illustrato nella Fig. 6.7 utilizzando i simboli unificati **CETOP**.

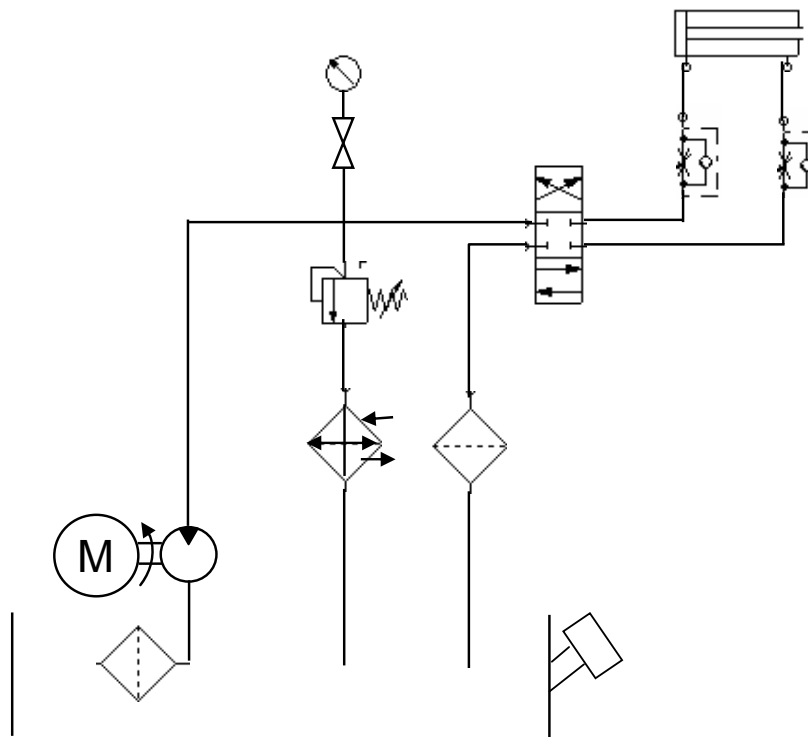


Fig. 6.8

6.2 SIMBOLOGIA

I simboli riportati (vedi tab.6) concordano con l'unificazione internazionale delle organizzazioni CETOP e ISO, e sono adottati ufficialmente dall'Italia (tabelle UNI 6861-71).

La simbologia oleodinamica, apparentemente sembra di difficile comprensione e si pensa sia indispensabile impararne mnemonicamente il significato; ciò si verificherà in modo spontaneo, gradualmente, con l'utilizzo.

Inizialmente dobbiamo invece considerare quali sono gli elementi grafici semplici che, con opportune e significative combinazioni consentono la stesura dei simboli funzionali di tutte le apparecchiature.

Ecco gli elementi base:

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
<i> Rettangolo aperto serbatoio</i>	
<i> Ovale serbatoio in pressione accumulatore bambola gas</i>	
Simboli di funzione	
<i> Triangolo Indica il senso del flusso e distingue tra liquido e aria:</i>	
triangolo pieno: liquido	
triangolo vuoto: aria	
<i> Freccie diritta o obliqua: movimento lineare, passaggio e senso del flusso attraverso una valvola, senso di un flusso termico</i>	
<i> freccia curva movimento di rotazione, senso di rotazione visto dall'estremità dell'albero</i>	
<i> freccia inclinata variabilità: di cilindrata di pompe e di motori, di taratura delle molle, di forza dei magneti</i>	
simbolo di elettricità	
via o attacco chiuso	
solenoidi ad azione contrapposta	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
indicatore visivo di temperatura, elemento di controllo temperatura	
unità di azionamento, motore	M
molla	
strozzamento	
sede di valvola di non ritorno	
<i> Tubi punto di collegamento</i>	
incrocio senza collegamento	
tubo flessibile	
<i> Collegamenti sfiato aria tarabile</i>	
temporaneo aperto/chiuso	
innesto rapido senza valvola di non ritorno ad apertura meccanica	
con valvola di non ritorno ad apertura meccanica	
collegamento rotante ad una via	
asta, movimento lineare	
albero, movimento rotatorio	
tacca d'arresto, mantiene la posizione prefissata	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli	Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
Tipi di azionamento			
simbolo generale		comando a pressione agente direttamente sul posizionatore	
pulsante		comando a pressione agente per differenza di superfici	
tirante		connessione interna di pilotaggio	
pulsante-tirante		connessione esterna di pilotaggio	
leva		azionamento pneumatico	
pedale, 1 senso di azionamento		azionamento idraulico	
pedale, 2 sensi di azionamento		azionamento idraulico a due stadi	
spintore		azionamento elettroidraulico a due stadi, pilotaggio esterno	
spintore con limitazione di corsa		azionamento idropneumatico a due stadi, drenaggio esterno	
molla		azionamento elettroidraulico a due stadi, centraggio a molla, pilotaggio e drenaggio esterni	
spintore a rullo		azionamento elettroidraulico a due stadi, centraggio idraulico, pilotaggio e drenaggio esterni	
leva a rullo		retroazione esterna della posizione dell'elemento di posizionamento	
elettrico, 1 solenoide		retroazione interna della posizione dell'elemento di posizionamento	
elettrico, 2 solenoidi ad azione contrapposta			
elettrico, 2 solenoidi ad azione contrapposta variabile con continuità			
ad azione parallela			

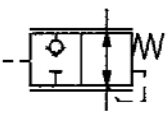
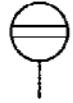
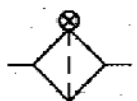
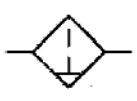
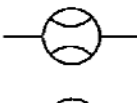
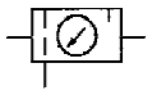
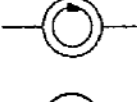
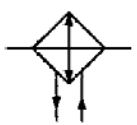
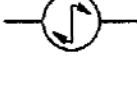
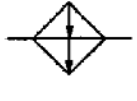
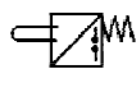
Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli	Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
Generatori di energia			
oleodinamico		trasmissione oleodinamica compatta	
pneumatico		pompa a cilindrata variabile con compensatore di pressione: 1 senso di flusso 1 senso di rotazione, con attacco di drenaggio	
motore elettrico		pompa-motore a cilindrata variabile con compensatore di pressione: 2 sensi di flusso 2 sensi di rotazione con attacco di drenaggio	
unità d'azionamento, escluso motore elettrico		Cilindri oleodinamici	
Conversione e accumulazione di energia		cilindro a semplice effetto, ritorno a comando idraulico, camera opposta collegata al serbatoio	
<i>Pompe e motori oleodinamici</i>		cilindro a doppio effetto, a semplice stelo, frenatura tarabile su entrambi i lati del pistone	
pompa a cilindrata costante: 1 senso di flusso 1 senso di rotazione		cilindro telescopico: a semplice effetto	
pompa a cilindrata variabile: 2 sensi di flusso 1 senso di rotazione con attacco di drenaggio		cilindro telescopico: a doppio effetto	
motore a cilindrata costante: 2 sensi di flusso 2 sensi di rotazione		Accumulatori	
pompa-motore a cilindrata costante: 1 senso di flusso 1 senso di rotazione		senza precompressione	
pompa-motore a cilindrata variabile con comando manuale: 2 sensi di flusso 2 sensi di rotazione con attacco di drenaggio		con precompressione per mezzo di gas	
azionatore oscillante			

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
bombola di gas solo in posizione verticale	
Controllo e regolazione dell'energia <i>Valvole direzionali (distributori)</i>	
valvola con 2 posizioni di inser- zione ed 1 posizione transitoria	
valvola con 2 posizioni di inser- zione ed infinite posizioni transi- torie	
valvola con 3 posizioni di inser- zione ed infinite posizioni transi- torie	
valvola con 2 posizioni di inser- zione, 2 attacchi, posizione di riposo bloccata, 2 sensi di flusso	
valvola con 2 posizioni di inser- zione, 2 attacchi, posizione di riposo aperta, 2 sensi di flusso	
valvola con 2 posizioni di inser- zione, 3 attacchi, posizione di riposo aperta, 2 sensi di flusso	
valvola direzionale 2/2 2 attacchi (vie) 2 posizioni di inserzione	
valvola direzionale 3/2 3 attacchi (vie) 2 posizioni di inserzione 1 posizione transitoria azionamento elettromagnetico posizione di riposo definita tramite molla	
valvola direzionale 5/2 5 attacchi 2 posizioni di inserzione azionamento a pressione	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
valvola direzionale 4/3 (rappresentazione dettagliata) azionamento elettroidraulico 4 attacchi (vie) 3 posizioni di inserzione centraggio a molle azionamento d'emergenza, drenaggio esterno	
(rappresentazione semplificata)	
valvola direzionale 4/3 (rappresentazione dettagliata) azionamento elettroidraulico 4 attacchi 3 posizioni di inserzione centraggio a pressione azionamento d'emergenza pilotaggio esterno	
(rappresentazione semplificata)	
<i>Valvole proporzionali</i> valvola proporzionale con ricoprimento negativo	
valvola proporzionale con ricoprimento positivo	
servovalvola direzionale 4/3 (esempio tipico)	
<i>Valvole di non ritorno valvole di blocco</i> Valvola di non ritorno non precaricata	
valvola di non ritorno precaricata a molla	
valvola di non ritorno pilotata, senza precarico a molla	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
valvola di non ritorno pilotata, con precarico a molla	
valvola commutatrice	
valvola di sfiato aria	
<i>Valvole di controllo pressione</i> valvola limitatrice di pressione ad azione diretta, pilotaggio interno	
valvola limitatrice di pressione ad azione diretta, drenaggio esterno	
valvola limitatrice di pressione pilotata, pilotaggio e drenaggio interni	
valvola limitatrice di pressione pilotata, messa a scarico elettromagnetica, pilotaggio interno, drenaggio esterno	
valvola riduttrice di pressione a due vie, ad azione diretta, pilotaggio interno	
valvola riduttrice di pressione a due vie pilotata, pilotaggio interno, drenaggio esterno	
valvola riduttrice di pressione a tre vie, ad azione diretta, pilotaggio interno	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
<i>Valvole di controllo portata</i> valvola di strozzamento tarabile	
valvola di sezionamento	
valvola di decelerazione	
valvola di strozzamento e non ritorno	
valvola regolatrice di flusso a due vie con compensazione di pressione	
valvola regolatrice di flusso a due vie con compensazione di pressione e di temperatura	
valvola regolatrice di flusso a tre vie con compensazione di pressione e di temperatura	
divisore di flusso	
<i>Valvole a cartuccia a due vie (elementi logici)</i> valvola direzionale senza drenaggio superfici attive diverse	
valvola regolatrice di flusso	

Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli	Denominazione, spiegazioni, esempi	Simboli
valvola direzionale, senza trafilamento in un senso, superfici attive uguali		Strumenti di misura e indicatori	
Accumulazione e trattamento del fluido		indicatore di pressione, in genere	
serbatoio a contatto con l'atmosfera		manometro	
serbatoio a pressione		manometro differenziale	
filtro		indicatore di livello	
filtro con indicatore di intasamento		termometro	
separatore di condensa		indicatore di portata	
filtro con separatore		misuratore di portata	
unità di trattamento aria comprendente: filtro, separatore, valvola riduttrice di pressione, manometro, lubrificatore		tachimetro	
scambiatore termico (raffreddamento)		misuratore di coppia	
scambiatore termico (riscaldamento)		pressostato elettro-idraulico	
regolatore di temperatura		interuttore di fine corsa	

7 COMPONENTI OLEODINAMICI (1°GRUPPO)

Nello schema funzionale della fig.6.8 è stata rappresentata la combinazione di tutte le apparecchiature che occorrono per la realizzazione del più semplice impianto oleodinamico, che possiamo quindi denominare anche "CIRCUITO 1", poiché analizzeremo in seguito altri circuiti che utilizzeranno altre apparecchiature, necessarie per realizzare particolari condizioni di funzionamento dell'impianto.

Passiamo quindi ad analizzare la costituzione e il funzionamento delle singole apparecchiature oleodinamiche; in questa prima rassegna ci limitiamo però ai soli componenti che sono utilizzati nello schema della fig.6.8 e dei quali è stata constatata la necessità della loro installazione.

Nella descrizione è seguito approssimativamente l'ordine di montaggio dell'impianto stesso; iniziamo pertanto con la descrizione del serbatoio.

7.1 SERBATOIO

L'impianto oleoidraulico può fornire le migliori prestazioni, la più alta affidabilità e la più lunga durata solo se il fluido è opportunamente condizionato, ossia:

**filtrato, per rimuovere le particelle solide estranee;
raffreddato (o riscaldato) per mantenere le escursioni di temperatura entro limiti compatibili con la viscosità e la durata richiesti al fluido e con le caratteristiche dei materiali costituenti il sistema.**

Queste funzioni sono svolte separatamente da apparecchiature specifiche, rispettivamente filtri e scambiatori di calore, e contemporaneamente dal serbatoio, la cui corretta esecuzione assume dunque un'importanza fondamentale.

7.1.1 FUNZIONI DEL SERBATOIO

D'ogni impianto idraulico fa parte un serbatoio, il quale deve essere progettato non solo per contenere il fluido, ma anche per realizzare, almeno parzialmente, le seguenti funzioni:

**raffreddamento del fluido (eccezionalmente riscaldarlo per renderlo sufficientemente fluido prima dell'avviamento dell'impianto);
separazione delle particelle contaminanti;
separazione dell'aria e dell'acqua contenute nel fluido.**

Nel primo caso, infatti, l'azione del serbatoio si affianca a quella di apparecchiature specifiche (scambiatori di calore e filtri rispettivamente); nel secondo caso si può fare affidamento solo sul suo adeguato dimensionamento e la corretta costruzione.

7.1.2 DIMENSIONAMENTO DEL SERBATOIO

Il serbatoio va dimensionato in modo da consentire al fluido di rimanere al suo interno un tempo sufficiente per subire i trattamenti sopra indicati. Tale durata dipende evidentemente dalle particolari situazioni operative e ambientali. Nelle applicazioni normali, il volume del serbatoio deve essere pari ad almeno 9 volte la portata della pompa espressa in l/min se l'impianto lavora in servizio intermittente; 5 ÷ 6 volte la portata della pompa se lavora in servizio continuo (fino a un massimo di 10 ÷ 15 volte in condizioni particolarmente gravose).

Ricordiamo che le dimensioni del serbatoio, unitamente ad altre caratteristiche generali delle centraline oleoidrauliche per impianti di piccola e media potenza, sono oggetto di norma UNI (precisamente UNI 7099-72 per le centraline con motore elettrico ad asse verticale e pompa immersa; UNI 7100-72 per centraline con motore elettrico ad asse orizzontale e pompa esterna).

7.1.3 VERIFICA DEL VOLUME

Individuato in tal modo un valore di primo tentativo, bisogna verificare che in qualsiasi condizione prevedibile di funzionamento dell'impianto sia presente nel serbatoio un volume minimo di fluido, in modo da non scoprire l'aspirazione della pompa.

Questa verifica assume particolare importanza, fino a diventare restrittiva, nel caso in cui vi siano sfasamenti fra il prelievo e la restituzione del fluido al serbatoio (ad esempio riempimento di cilindri a semplice effetto).

In ogni caso occorre prevedere un cuscino d'aria pari al 10-15% del volume, in modo da compensare le dilatazioni termiche del fluido.

7.1.4 CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE DEI SERBATOI

I piccoli serbatoi (capacità fino a 20 dm³ circa) sono costruiti in lega leggera pressofusa, con nervature o alettature per favorirne il raffreddamento.

I serbatoi di dimensioni superiori sono realizzati in esecuzione saldata, usando lamiera laminata a caldo di buona qualità esente da ossidazioni e opportunamente pulita e decapata.

La superficie interna del serbatoio va verniciata con vernici compatibili col fluido usato. Generalmente le vernici normali compatibili con olio minerale sono sciolte dai fluidi sintetici non acquosi; quelli a base d'acqua producono il distacco di scaglie di vernice se questa non aderisce bene alle pareti, poiché in tal caso il fluido s'insinua nelle discontinuità e l'acqua in esso contenuto fa arrugginire la lamiera.

Una corretta esecuzione del serbatoio, con particolare riferimento a impianti di media e grossa potenza funzionanti con continuità, è schematizzata in Fig. 7.1.

Si richiama l'attenzione sui seguenti punti:

- Il serbatoio è ispezionabile in ogni suo punto interno attraverso i due portelloni laterali. Uno dei portelloni porta il bocchettone di caricamento, provvisto di maglia metallica fine per trattenere eventuali corpi estranei presenti nel fluido. Il tappo del bocchettone è trattenuto per impedire che cada durante le operazioni di riempimento e si sporchi.

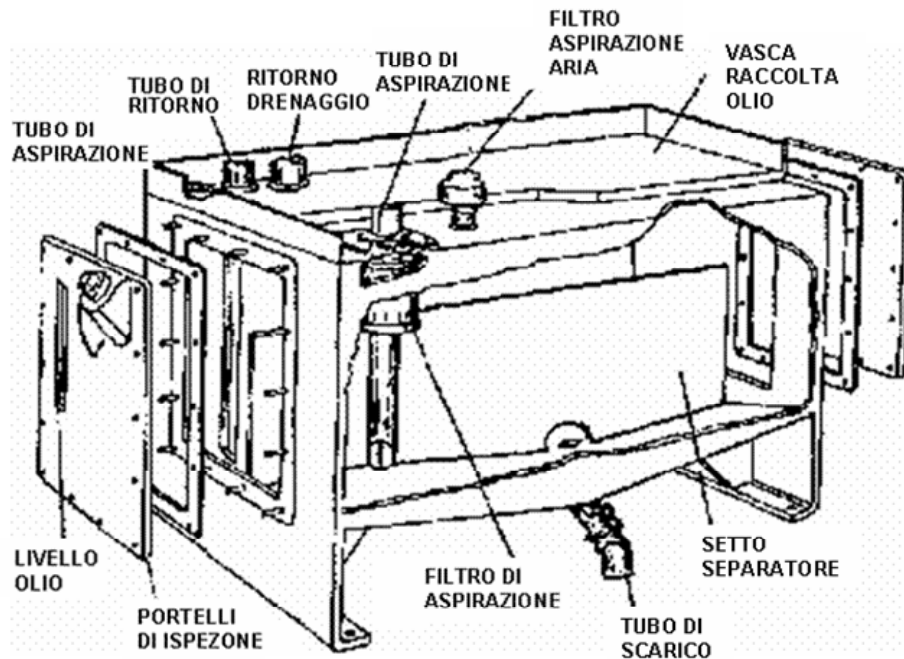


Fig.7.1

- Il serbatoio comunica con l'esterno attraverso uno sfiatatoio con filtro d'aria incorporato. Nei circuiti in cui la differenza fra la portata prelevata e quella resa può essere momentaneamente elevata, lo sfiato d'aria è indipendente e di adeguate dimensioni, per impedire sovrappressioni rispetto all'atmosfera. Negli altri casi, lo sfiato e il filtro sono incorporati nel tappo di chiusura del bocchettone. In ambienti particolarmente polverosi, risulta conveniente pressurizzare il serbatoio (pochi decimi di bar). Tenere comunque presente che se il volume del serbatoio supera 25^o dm e la pressione supera 0,05 bar, occorre il collaudo dell'USSL.
- Il serbatoio è diviso longitudinalmente da un setto in lamiera, di altezza pari a circa 2/3 del livello normale del fluido, la cui funzione è di separare la zona di aspirazione della pompa da quella di ritorno del fluido. In tal modo s'impedisce che il fluido caldo restituito dall'utenza sia subito riaspirato dalla pompa, con un "cortocircuito" all'interno del serbatoio, senza poter raffreddarsi e decantare eventuali sostanze inquinanti.
- Le tubazioni di ritorno e di aspirazione, ovviamente situate da parte opposta rispetto al setto separatore, devono avere delle connessioni a tenuta stagna, in modo da impedire l'ingresso di sostanze inquinanti, ma al tempo stesso devono consentire un agevole smontaggio degli eventuali filtri.
- Le tubazioni di aspirazione e di ritorno, devono terminare al di sotto del pelo libero minimo del serbatoio di un'altezza pari a circa 100 mm per impedire la formazione di vortici che inglobano dell'aria nel fluido. Sia la tubazione di aspirazione che quella di ritorno devono essere tagliate a 45° (col taglio orientato verso la parete in modo che il fluido aspirato o scaricato la lambisca e si raffreddi) e devono terminare a un'altezza dal fondo pari almeno a 1,5 volte il diametro, per evitare di rimuovere eventuali sostanze sedimentate.
- Lo scarico dei drenaggi deve terminare sopra il pelo libero massimo, al fine di evitare contropressioni.
- Il fondo del serbatoio deve essere concavo verso il centro o comunque inclinato, da una parte, in modo da poter evacuare agevolmente la condensa e lo sporco mediante lo scarico di fondo.
- Il fondo del serbatoio deve essere rialzato rispetto al pavimento per consentire la libera circolazione dell'aria ambiente e aumentare quindi il calore dissipato.
- Per comodità di svuotamento, lo scarico di fondo è provvisto di tubazione chiusa da saracinesca. Per la stessa ragione, l'altezza dello scarico del serbatoio rispetto al pavimento deve essere tale da consentire l'uso di adatti recipienti.
- Sul coperchio superiore del serbatoio sono normalmente montate le valvole, i manometri e, generalmente anche, il gruppo motore-pompa.

Per evitare che durante le operazioni di manutenzione di tali apparecchiature il fluido versato sul serbatoio coli per terra, è opportuno che il coperchio sia a bacinella, dotato di rubinetto di scarico.

Negli impianti destinati a funzionare in assenza di controllo dell'operatore, o comunque in ogni caso se si vogliono realizzare condizioni di sicurezza, è bene installare nel serbatoio:

- Due livelli elettrici di cui uno di minimo livello che fornisce un segnale di allarme e un'altro posto al limite inferiore di salvaguardia della pompa, che arresta il motore elettrico di azionamento.
- Un termostato che controlli l'inserimento di riscaldatori, apertura della valvola dell'acqua allo scambiatore di calore o allarme e arresto dell'impianto nel caso di anomalo aumento della temperatura.

In commercio sono reperibili serbatoi standard di diverse capacità (Fig. 7.2) e inoltre gli accessori occorrenti per il montaggio, generalmente sul serbatoio stesso, del gruppo moto-pompa e cioè delle lanterne e supporti per il corretto fissaggio della pompa (Fig. 7.2) e i giunti di accoppiamento con il motore elettrico (Fig. 7.3).

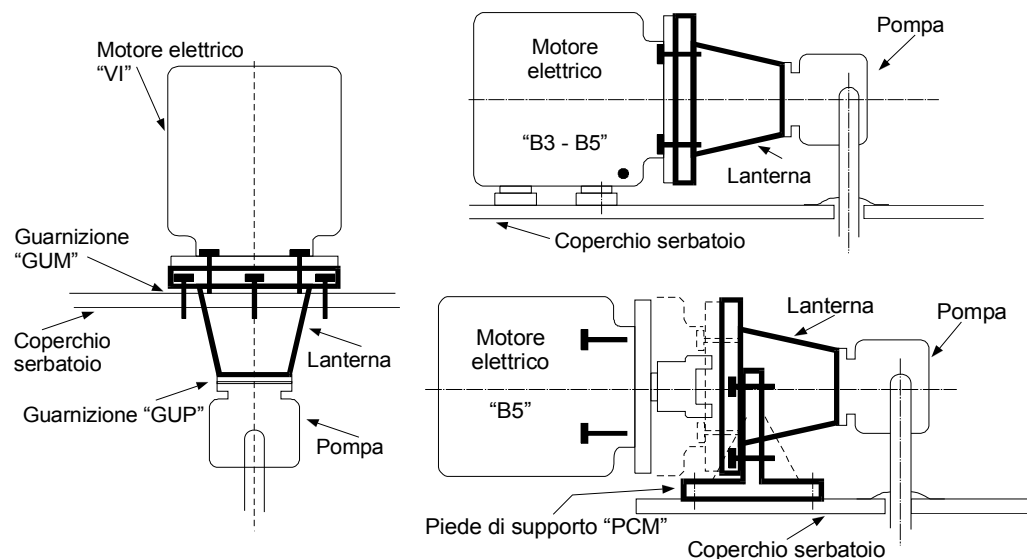
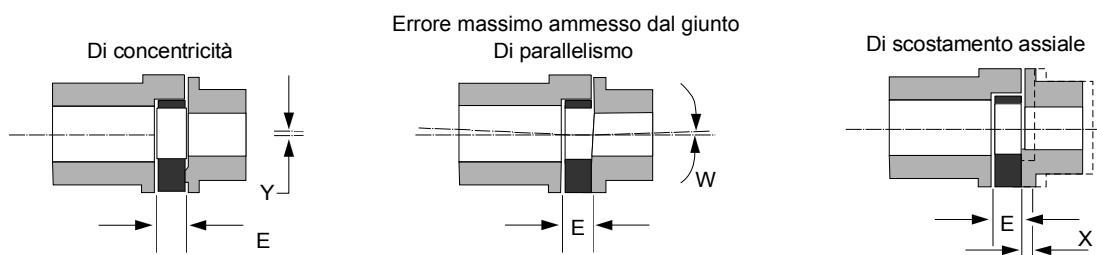


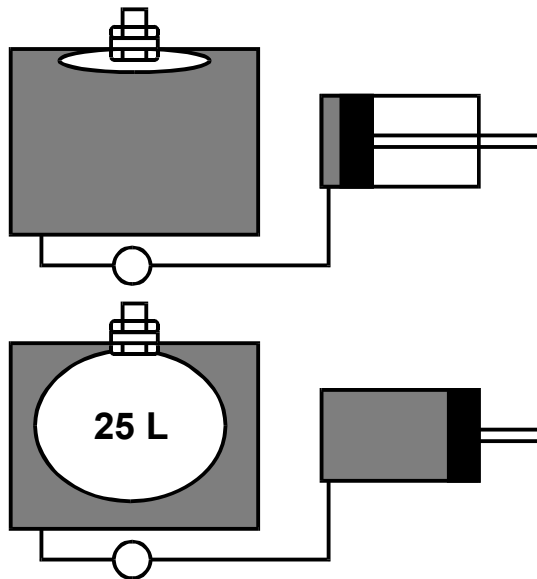
Fig. 7.2



GRANDEZZA SEMIGIUNTI	SGE.*00	SGE.*20	SGE.*30	SGE.*40	SGE.*50	SGE.*60	SGE.*80	SGE.*90
Distanza fra i segmenti _C	16	20	24	26	28	30	40	45
Concentricità = Y	0,10		1,00		1,40		1,80	
Parallelismo = W	1°30'							
Scostamento assiale = X	1,20	1,50	1,80	2,00	2,10	2,20	3,00	3,40

Fig. 7.3

Per evitare l'emulsione di aria nell'olio, la formazione di condensa nel serbatoio e la conseguente ossidazione provocata dal contatto aria/olio, la turbolenza e l'inquinamento dell'olio in ambienti molto polverosi, sono state ideate delle sacche di compensazione (figura 7.4). Il principio di azione consiste nel separare il fluido idraulico contenuto nel serbatoio dall'ambiente esterno, per mezzo di una sacca sintetica perfettamente deformabile e che può essere posta sia all'interno sia all'esterno del serbatoio.



Il cilindro è completamente rientrato,
l'olio è freddo.
La sacca contiene 5 litri di aria.
È la posizione di partenza

La macchina ha funzionato una volta,
l'olio è freddo e il cilindro ha richiesto
20 litri d'olio.
Abbiamo ancora:
 $5+20=25$ litri d'aria
nella sacca per compensare i 20 litri
d'olio andati nel cilindro.

Fig. 7.4

7.2 FILTRI

7.2.1 PERCHÉ I SISTEMI OLEOIDRAULICI RICHIEDONO UN CONTROLLO DELLA CONTAMINAZIONE

Nell'ultimo decennio le macchine oleoidrauliche hanno subito notevoli miglioramenti in termini di efficienza e pressioni di esercizio, e sono generalmente più sofisticate della precedenti. La necessità di miglior efficienza e le maggiori pressioni di esercizio hanno richiesto la progettazione di componenti migliori, con tolleranze di lavorazione estremamente precise. Di conseguenza questi componenti sono più sensibili alla contaminazione e richiedono un adeguato controllo della contaminazione del sistema.

Un efficace controllo della contaminazione nei sistemi oleodinamici è necessario per garantire che i principali componenti:

- **funzionino secondo prestazioni ben definite,**
- **operino in modo affidabile,**
- **abbiano una ben determinata vita di funzionamento.**

Studi statistici di varie fonti hanno accertato che più del 70% dei guasti nei sistemi oleoidraulici sono dovuti alla contaminazione del fluido.

I risultati di un programma di ricerca promosso dal Ministero Britannico del Commercio e dell'Industria hanno evidenziato i seguenti punti:

- **Negli ultimi dieci anni, l'uso più diffuso di dispositivi di filtrazione ha notevolmente abbassato il livello di contaminazione negli impianti oleoidraulici e ne ha migliorato l'affidabilità, ma rimane ancora spazio per un ulteriore miglioramento.**
- **Il fattore più importante che determina il livello di pulizia del sistema è il filtro e le sue caratteristiche.**
- **La scelta dei filtri deve tenere conto della severità di impiego e dello standard di manutenzione. Il solo modo per sapere se la scelta dei filtri è stata corretta è verificare il livello di contaminazione del fluido.**
- **La maggior parte della contaminazione nei sistemi oleoidraulici viene a formarsi durante la costruzione o è generata dal sistema in movimento. Non è stato invece provato che l'ingresso di contaminante dall'ambiente esterno sia così importante come si pensava precedentemente. Mentre una notevole quantità di contaminante può venire aggiunta nella fase di riempimento o di rabbocco del sistema del fluido.**
- **Il rischio di danni o guasti prematuri può avvenire sostanzialmente ridotto con una particolare cura ed attenzione alla pulizia durante la costruzione e l'installazione del sistema.**
- **Una manutenzione efficace è di vitale importanza per l'affidabilità dei sistemi oleoidraulici.**

7.2.2 TOLLERANZE CRITICHE DEI COMPONENTI

La ricerca ha dimostrato che la principale causa di malfunzionamento nei sistemi oleoidraulici è la presenza di particelle contaminanti solide.

La sensibilità dei componenti alle particelle di contaminazione solida è legata alle tolleranze di lavorazione dei componenti stessi, ai livelli di pressione raggiunti nel sistema e a quantità, tipo e composizione del contaminante.

La tabella 1 indica i valori di tolleranze usate nei più comuni componenti idraulici.

COMPONENTE	TOLLERANZA in micron
Pompa a palette	
Testa della paletta (statore)	0,5 ÷ 1
Sede della paletta	5 ÷ 15
Pompe a ingranaggi	
Corpo (sistema compensato)	1 ÷ 2
Corpo (sistema non compensato)	40 ÷ 100
Denti / corpo	2 ÷ 100
Pompe a pistoni	
Pistone / cilindro	5 ÷ 30
Piattello di distribuzione	0,5 ÷ 2
Guide idrostatiche	1 ÷ 10
Servovalvole	
Orifizi	150 ÷ 400
Ugello di regolazione	18 ÷ 60
Otturatore / sede	2 ÷ 20
Passaggi	1 ÷ 5
Valvole direzionali	2 ÷ 20
Supporti idrostatici	1 ÷ 25

Tab.1

7.2.3 GUASTI TIPICI DEI COMPONENTI

I danni dovuti alla contaminazione si possono suddividere in tre categorie principali:

1. **Danno catastrofico:** si verifica quando poche particelle di grandi dimensioni o molte di piccole dimensioni entrano in un componente bloccando gli elementi pompanti o incollando il cursore di una valvola
2. **Danno momentaneo:** si verifica quando il contaminante interferisce momentaneamente nella funzione di un componente, ma è "lavato via" quando il cursore viene mosso in un'altra posizione, oppure quando una particella contaminante impedisce ad una valvola ad otturatore di chiudere completamente ma viene rimossa durante l'operazione successiva.
3. **Danno da usura:** si verifica generalmente in un tempo piuttosto lungo e si manifesta con una perdita graduale di prestazioni. Le cause principali sono la normale usura interna del componente, l'erosione da cavitazione e l'erosione causata dalle particelle di contaminante incluse nel fluido che scorre a velocità elevata. Questi fattori provocano perdite interne sempre maggiori. Se il danno da usura non viene tenuto sotto controllo, può portare ad un danno catastrofico.

7.2.4 CONTAMINAZIONE

In un fluido esistono più forme di contaminazione:

- LIQUIDA.
- GASSOSA.
- SOLIDA

7.2.4.1 Contaminazione liquida

Alla presenza di acqua sono imputabili il 20% dei guasti dei sistemi oleoidraulici; le principali fonti di ingressioni di acqua in un sistema sono:

- **rabbocchi**
- **condensazione dell'umidità presente nell'aria;**
- **ingresso attraverso gli steli bagnati dei cilindri;**
- **trafilamenti degli scambiatori di calore acqua-olio e dei coperchi dei serbatoi.**

Il limite massimo di ammissibilità di acqua negli oli idraulici è 400ppm, oltre questo valore si creano le emulsioni. Se le particelle di acqua raggiungono dimensioni di 3-4 μ m, l'acqua presente nel liquido diventa libera e si deposita sul fondo (nel caso di un liquido minerale) o in superficie (nel caso di un liquido sintetico). La solubilità dell'acqua nell'olio o nel limite di saturazione aumenta con l'aumentare della temperatura e della pressione, il valore di incremento dipende dal pacchetto di additivi dell'olio.

La presenza di acqua nel fluido provoca:

- **degradazione del fluido mediante la precipitazione degli additivi;**
- **riduzione del film lubrificante, l'acqua si sostituisce all'olio nelle superfici di contatto in quanto ha una tensione superficiale maggiore;**
- **varia la rigidità dielettrica degli oli dielettrici;**
- **alla presenza di contaminanti metallici e di aria aumenta il processo di ossidazione.**

Gli additivi presenti nell'olio hanno dimensioni di 50° (1A= 10⁻¹⁰ mm), la presenza di acqua modifica gli additivi che polimerizzano formando catene molecolari molto lunghe; questo fenomeno è molto evidente per l'additivo antiusura. Per eliminare l'acqua presente nell'olio esistono filtri in acetilmeticellulosa che trattengono l'acqua per adsorbimento, questi filtri però trattengono anche gli additivi dell'olio. Altri metodi sono l'utilizzo di filtri coalescenti a flusso inverso (interno-esterno) con porosità decrescente (fino a 0,1 μ m) che assicurano di trattenere fino al 98% di acqua, una centrifuga, oppure un sistema a vuoto.

7.2.4.2 Contaminazione gassosa

Un olio minerale a riposo che osservato attraverso un bicchiere risulta limpido e privo di bolle di aria contiene una percentuale di aria in soluzione compresa tra il 7% e 9%.

La presenza di aria nell'olio causa:

- **ossidazione dell'olio e delle particelle di contaminante di natura metallica (che agiscono da catalizzatore nel processo di ossidazione del fluido);**
- **cavitazione delle pompe, il rumore di cavitazione si ripercuote sull'intero circuito.**

Nelle zone di impatto tra le bolle d'aria e le pareti interne della pompa, l'implosione delle particelle libera energia termica (fino 800°C).

La solubilità dell'aria nell'olio con l'aumentare della pressione; decomprimendo l'olio diminuisce la quantità di aria in esso disciolta per questo un certo volume di aria diviene libero. Per evitare il fenomeno di cavitazione delle pompe si pressurizza il serbatoio aumentando la solubilità dell'aria nell'olio.

Le soluzioni possono essere:

- **pompa di sovralimentazione,**
- **membrana di compressione,**
- **filtri air eliminator**

Relazione tra un filtro e l'aria disciolta in un liquido

Quando un liquido attraversa un elemento filtrante fine, il moto del liquido passa da turbolento a laminare permettendo all'aria disciolta di liberarsi. Il metodo più efficace per eliminare l'aria dall'olio è l'utilizzo di un filtro di grandi dimensioni e di forma allungata, munito di una valvola di sfiato sul fondo del contenitore, montato con il contenitore rivolto verso l'alto e posizionato nella parte più in alto rispetto all'intero sistema. Utilizzando il filtro su linee di ritorno non sarà richiesta un'elevata resistenza rispetto alla pressione.

7.2.4.3 Contaminazione solida

La contaminazione solida dei sistemi oleoidraulici è solitamente costituita da particelle di:

- **silice;**
- **metallo brillante, contaminante generato di recente (degrado in corso);**
- **metallo scuro, contaminante generato da tempo ed ossidato a contatto con l'aria (degrado già avvenuto);**
- **plastica;**
- **elastomeri;**
- **fibre.**

Le più comuni fonti di contaminazione solida sono:

- **fabbricazione del sistema = lavorazioni meccaniche, fusione, saldature, assemblaggio,**
- **generazione = componenti in movimento, degrado del fluido, erosione**

- **ingressione = olio nuovo, steli dei cilindri, respirazione del serbatoio,**
- **manutenzione = smontaggio e rimontaggio, rabbocchi e travasi.**

Interazioni in parti in movimento. (Fig. 7.5)

Le particelle di dimensioni inferiori alla tolleranza tra le parti in movimento **erodono** le superfici soprattutto gli spigoli. Infatti, interagiscono contemporaneamente con entrambe le superfici, provocando ulteriore contaminazione generata dalla disintegrazione delle parti in movimento. Il fenomeno risultante è la degradazione del componente.

Le particelle di dimensioni uguali al gioco (quindi in contatto con entrambe le superfici del corpo) **abradono** le superfici. La conseguenza è la degradazione del componente.

Le particelle di dimensioni superiori al gioco non dovrebbero entrare nei giochi stessi ma è possibile che “*imbocchino*” creando un blocco del componente. La conseguenza è la rottura del componente ed un’eventuale danno catastrofico



Fig. 7.5 Interazione di parti in movimento

Dimensioni indicative di piccole particelle 1 micron = 0,001 mm 25,4 micron = 0,001 inch	
Sostanza	Micron
Sabbia di mare	100 ÷ 2000
Polvere calcarea	10 ÷ 1000
Carbone in polvere	5 ÷ 500
Capello umano (diametro)	40 ÷ 150
Polvere di carbone	1 ÷ 100
Polvere di cemento	3 ÷ 100
Polvere di talco	5 ÷ 60
Batteri	3 ÷ 30
Pigmenti di vernice	0,1 ÷ 7
Fumo di tabacco	0,01 ÷ 1

Ai fini pratici le particelle di 1 micron e più piccole sono permanentemente sospese in aria. Il limite della visibilità ad occhio nudo è di 40 micron.

Tab.2 Dimensioni indicative di piccole particelle

7.2.5 FILTRI

L'unico componente dell'intero circuito oleoidraulico in grado di controllare lo stato di contaminazione solida del liquido, mantenendone la quantità di particelle solide ad un livello coerente con il grado di sensibilità dei componenti e con il grado di affidabilità richiesto dagli utilizzatori è il filtro.

Le parti principali di un filtro sono:

1. corpo filtro
2. elemento filtrante
3. componenti.

7.2.5.1 Corpo filtro

I corpi filtro sono costruiti utilizzando materiali differenti, dipendenti dal tipo di applicazione.

- **Filtri in pressione: pressioni massime fino a 700 bar, la testata è costituita da ghisa sferoidale ed il contenitore è generalmente in acciaio estruso; a seconda del costruttore può variare il tipo di tenuta tra testa e contenitore;**
- **Filtri sul ritorno ed in aspirazione: corpo in alluminio spesso con parti in plastica. L'alluminio ha una rottura fragile a fatica ed una pressione massimo di utilizzo 50÷60 bar.**

7.2.5.2 Elementi filtranti

E' possibile suddividere i tipi di filtrazione in tre gruppi:

1. ad osmosi
2. di profondità
3. superficiali.

Elementi filtranti ad osmosi

I filtri ad osmosi sono costituiti da membrane semipermeabili, che si lasciano attraversare esclusivamente da acqua. Il principio dell'osmosi invertita è utilizzato per separare le fasi dei liquidi ad alto contenuto di acqua (emulsioni olio in acqua HFA).

I filtri ad osmosi inversa necessitano di una pressione di lavoro, per rompere l'emulsione, di 10÷15 bar, per migliorarne le caratteristiche di durata è consigliabile utilizzare una prefiltrazione con filtri convenzionali.

Elementi filtranti di profondità

I filtri che utilizzano elementi filtranti di profondità trattengono il contaminante solido per:

- **adsorbimento: questo tipo di filtrazione si genera per attrazione elettrostatica tra le fibre del materiale filtrante e le particelle di contaminante;**
- **urto iniziale: per impatto delle particelle di contaminante sulle fibre dell'elemento filtrante;**

- **diffusione: in seguito all'urto la particella viene trattenuta grazie alla differenza di potenziale rispetto alla fibra dell'elemento;**
- **intercettazione meccanica: la particella è trattenuta in quanto maggiore del poro.**

Tali filtri sono definiti probabilistici in quanto la loro efficacia si basa sulla probabilità di trattenere le particelle di contaminante, sfruttando uno dei principi descritti, in un punto qualsiasi dello spessore del setto filtrante.

Gli elementi filtranti di profondità sono costituiti da:

- **fibra di vetro;**
- **cotone in fiocchi;**
- **letti di sabbia, tipico per la potabilizzazione dell'acqua;**
- **terre di diatomee, alghe con guscio di silice rinforzato;**
- **terre folloniche;**
- **cascami, lana e stoffe;**
- **schiume;**
- **filo avvolto, filo avvolto su un fuso; il grado di filtrazione dipende dal passo e dal diametro del filo; s'intasano rapidamente;**
- **cartoni speciali, amianto caricato elettricamente; solitamente seguiti da un filtro convenzionale per fermare le fibre di amianto rilasciate.**

I problemi legati ai filtri di profondità sono numerosi:

- **scarico (unloading), le fibre con molte particelle trattenute tendono a staccarsi dal setto;**
- **canalizzazione (channelling), il flusso predilige i canali con poro maggiore;**
- **migrazione del setto (media migration);**
- **non è possibile eseguire la prova di punto bolla.**

Elementi filtranti di superficie

Il principio di filtrazione prevalente è l'intercettazione meccanica, questo tipo di filtrazione è poco influenzabile dai parametri del sistema ed è identificato come ritenzione positiva.

Gli altri metodi di filtrazione, chiaramente dipendenti dai parametri del sistema oleoidraulico quali la portata, la viscosità del fluido, la concentrazione ed il tipo di contaminante sono praticamente nulli.

Gli elementi filtranti di superficie sono costituiti da:

a Metalli

- **reti a maglia quadra;**
- **reti a maglia non quadra;**
- **sinterizzati, polveri metalliche trattate con leganti;**
- **feltri metallici fino a 3÷4 m per impieghi ad alte pressioni e temperature.**

b Altri

- **carta, impregnata e non, il diametro delle fibre di cellulosa è 200µm e non uniforme;**
- **tessuti sintetici;**
- **fibre inorganiche impregnate;**
- **membrane.**

Il rapporto vuoto/pieno **R** è il rapporto tra la superficie totale disponibile e l'area occupata dal materiale che costituisce il setto filtrante:

- **R carta fino a 30%;**
- **R metalli fino a 50%;**
- **R fibre inorganiche fino a 70%.**

7.2.6 COMPONENTI**7.2.6.1 Valvola di by-pass**

Anche a flusso inverso: l'applicazione tipica sono le trasmissioni a circuito chiuso con inversioni di flusso.

7.2.6.2 Indicatore d'intasamento

Servono a sorvegliare l'intasamento dell'elemento filtrante e si differenziano in relazione alle caratteristiche costruttive e funzionali.

- Indicatore di pressione assoluta. Misura la pressione esistente nel corpo del filtro rispetto alla pressione atmosferica istantanea. Vengono montati quasi esclusivamente sui filtri la cui uscita porta direttamente al serbatoio (filtri sul ritorno);
- Indicatore di pressione differenziale. Misurano la differenza di pressione tra lato contaminato e lato filtrato, senza considerare il valore della pressione atmosferica. Il corpo dell'indicatore deve essere in grado di sostenere la pressione di esercizio del corpo del filtro. La pressione differenziale indicata non dipende dalla pressione istantanea di esercizio agente sul filtro. Questi indicatori vengono usati sui filtri di mandata.

7.2.6.3 Elaboratore del segnale dell'indicatore

- **Elaborazione ottica.** In questo caso il raggiungimento della pressione di taratura viene segnalato dalla comparsa di un indice rosso oppure tramite manometro.
- **Elaborazione elettrica.** Per utilizzare il segnale dell'indicatore per comandi di macchina o su quadri elettrici si ricorre ad indicatori ad uscita elettrica, che possono essere installati anche in zone difficilmente accessibili giacché il segnale elettrico uscente può essere sfruttato nei modi più diversi.
- **Elaborazione elettronica.** Per impieghi particolari sono disponibili indicatori di intasamento di tipo elettronico, che si usano soprattutto in condizioni di esercizio dinamiche. Questo tipo di indicatore non reagisce fino a una temperatura di esercizio dinamica. Questo tipo di indicatore non reagisce fino a una temperatura di esercizio prefissata, ad esempio 30°C ed ignora le punte di pressione di durata efficace inferiore a 10 secondi. L'indicatore elettronico consente una manutenzione preliminare del filtro perché indica la pressione differenziale istantanea della cartuccia.

7.2.7 CRITERI DI SCELTA DEI FILTRI

I requisiti fondamentali dei filtri, per un sistema oleoidraulico, sono i seguenti:

1. Devono essere in grado di ridurre la contaminazione iniziale presente nel fluido e/o nel sistema al livello richiesto in un periodo accettabilmente breve.

2. Devono essere in grado di mantenere il livello richiesto di rimozione del contaminante per un periodo sufficientemente lungo (devono cioè avere una buona capacità di ritenzione).
3. Dovrebbero essere dotati di dispositivi che indicano la condizione degli elementi filtranti.

I filtri stessi dovrebbero inoltre avere:

1. Un elemento filtrante di robustezza adeguata e che non rilasci il contaminante accumulato;
2. Un'adeguata capacità di ritenzione del contaminante;
3. Dimensioni adeguate alla massima portata richiesta;
4. Bassa caduta di pressione;
5. Bassa caduta di pressione relativa alla portata (cioè basso rapporto caduta di pressione/portata);
6. Caratteristiche inalterate in un'adeguata gamma di temperatura (tenendo presente la variazione di viscosità del fluido in quella gamma di temperatura);
7. Componenti adatti e compatibili per l'utilizzo con il fluido da usare;
8. Basso peso;
9. Dimensioni compatte;
10. Capacità di resistere a picchi di pressione o ad alte pressioni differenziale senza rotture e senza by-pass dell'elemento filtrante;
11. Compatibilità con i componenti standard dell'impianto;
12. Basso costo (sia iniziale che di mantenimento).

7.2.7.1 Guida alla scelta dei filtri MP

- | | |
|------|---|
| I. | Esame dei singoli operativi del sistema e calcolo del coefficiente risultante |
| II. | Scelta del grado di filtrazione assoluta richiesto dal sistema |
| III. | Posizionamento dei filtri nel sistema |
| IV. | Dimensionamento dei filtri da usare |
| V. | Scelta del tipo e dell'esecuzione dei filtri da usare |

I. Esame dei singoli operativi del sistema e calcolo del coefficiente risultante
--

- A. SENSIBILITA' DEI COMPONENTI ALLA CONTAMINAZIONE
- B. PRESSIONE DI ESERCIZIO E CICLO DI LAVORO
- C. CONDIZIONI AMBIENTALI
- D. DURATA RICHIESTA
- E. ASPETTI ECONOMICI (relativi ai componenti)
- F. ASPETTI ECONOMICI (operativi)
- G. ASPETTI RELATIVI ALLA SICUREZZA

- A. SENSIBILITA' DEI COMPONENTI ALLA CONTAMINAZIONE

Determinare quali tipi di componenti devono essere usati nel sistema

Verificare la classe ISO di pulizia dell'olio raccomandata dal costruttore dei componenti

In mancanza di tale indicazione, usare la tabella seguente per stabilire la classe ISO necessaria.

Sensibilità	Componente	Classe ISO	Coefficiente
Elevatissima	Servovalvola ad alte prestazioni	13/9	8
Elevata	Servovalvola	14/10	6
Sopra la media	Pompa a pistoncini, valvola proporzionale, controllo di flusso compensato	15/11	4
Media	Pompa a palette, valvola a cursore	16/13	3
Sotto la media	Pompa a ingranaggi, valvola manuale o ad otturatore	17/14	2
Minima	Pompa a mano	18/15	1

- B. PRESSIONE DI ESERCIZIO E CICLO DI LAVORO

Bisogna tenere presente sia la pressione di esercizio, sia la severità delle sue variazioni, in intensità e frequenza. Pressione: determinare la pressione di esercizio.

Ciclo di lavoro:

Leggero: ciclo continuo alla pressione nominale od inferiore.

Medio: leggere variazioni fino alla pressione nominale

Pesante: da zero alla massima pressione.

Severo: da zero alla massima pressione con transitori ad alta frequenza (0,6Hz).

Scegliere il coefficiente dalla tabella seguente:

Pressione (bar)	Ciclo leggero coefficiente	Ciclo medio coefficiente	Ciclo pesante coefficiente	Ciclo severo coefficiente
0 ÷ 70	1	2	3	4
70 ÷ 150	1	3	4	5
150 ÷ 250	2	3	4	6
250 ÷ 350	3	5	6	7
350 +	4	6	7	8

C. CONDIZIONI AMBIENTALI

Buone	Ambienti protetti, laboratori	Coefficiente 0
Medie	Macchine industriali, ascensori	Coefficiente 1
Difficili	Macchine mobili	Coefficiente 2
Pessime	Fonderie o dove è previsto notevole ingresso di contaminazione (es. banchi prova)	Coefficiente 3

D. DURATA RICHIESTA

Durata richiesta per i componenti (ore di servizio)	Coefficienti
0 ÷ 1.000	0
1.000 ÷ 5.000	1
5.000 ÷ 10.000	2
10.000 ÷ 20.000	3
20.000 +	5

E. ASPETTI ECONOMICI (relativi ai componenti)

Molto alto	Grosse pompe a pistoni, grossi motori lenti per coppie elevate	Coefficiente 4
Alto	Cilindri, pistoni, servovalvole	Coefficiente 3
Medio	Pompe, valvole montate in linea	Coefficiente 2
Basso	Valvole montate a pannello, cartucce per pompe a basso costo, pompe a ingranaggi	Coefficiente 1

Il coefficiente indicato nella tabella tiene conto del costo dei componenti.

F. ASPETTI ECONOMICI (operativi)

Molto alto	Fermo macchina molto costoso (es. impianti per acciaierie, cantiere generazione energia)	Coefficiente 5
Alto	Impianti per produzioni di grandi serie	Coefficiente 3
Medio	Macchine mobili	Coefficiente 2
Basso	Impianti non vitali per la produzione	Coefficiente 1

Il coefficiente indicato nella tabella tiene conto dei costi di fermo macchina.

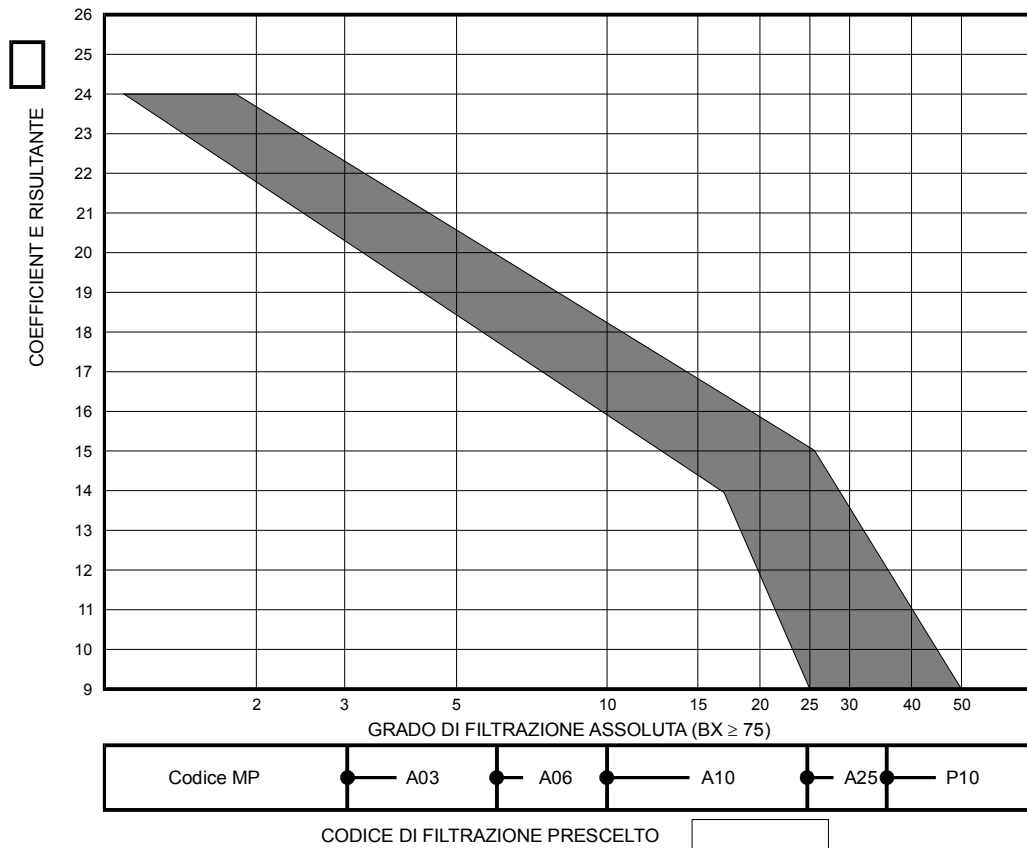
G. ASPETTI RELATIVI ALLA SICUREZZA

Alta	Sistemi frenanti per miniere	Coefficiente 3
Media	Impianti in cui un guasto può creare una situazione di rischio	Coefficiente 1
Bassa	Banchi prova per componenti	Coefficiente 0

Il coefficiente indicato nella tabella tiene conto dell'eventuale necessità di maggiore sicurezza operativa.

Calcolare il coefficiente risultante sommando i sette coefficienti ricavati dalle tabelle A, B, C, D, E, F, G

II. Scelta del grado di filtrazione assoluta richiesto dal sistema



III. Posizionamento dei filtri nel sistema

Se il filtro deve proteggere uno specifico componente, solo un filtro dimensionato correttamente e posizionato immediatamente a monte del componente stesso può assicurargli la massima protezione.

Se il filtro deve controllare il livello generale di contaminazione, può in teoria, essere situato sulle linee principali di ritorno oppure si può anche usare un filtro supplementare esterno.

Molto spesso si usa un solo filtro per assicurare il controllo sia specifico sia generale. In sistemi ibridi, in cui alcuni componenti sono estremamente sensibili alla contaminazione, si usa montare un altro filtro a monte del componente da proteggere.

FILTRI IN ASPIRAZIONE

La pompa può essere il componente del sistema più sensibile alla contaminazione ed il solo modo di proteggerla dalle particelle di dimensioni critiche è quello di rimuoverle usando un filtro in aspirazione. L'elemento di un filtro in aspirazione deve avere una superficie filtrante particolarmente abbondante rispetto a quella dei filtri posizionati in altre parti del sistema; una perdita di carico

superiore a 0,1 bar può, infatti, causare seri danni a causa della cavitazione e perciò bisogna sempre considerare, nel dimensionamento di un filtro in aspirazione, gli effetti della variazione di viscosità nelle partenze a freddo. Per sicurezza, è bene verificare sempre le raccomandazioni del costruttore della pompa prima di montare un filtro in aspirazione. Un filtro grossolano sulla linea di aspirazione può svolgere un'efficace azione di protezione della pompa dalle particelle di grandi dimensioni. I filtri in aspirazione hanno normalmente un grado di filtrazione da 60 a 250 μ e di solito sono montati all'interno del serbatoio.

FILTRI IN PRESSIONE

Un filtro di questo tipo deve essere in grado di sopportare la massima pressione del sistema ed è generalmente considerato come un modo efficace per proteggere componenti o parti specifiche del sistema. Un vantaggio di questo tipo di filtro è che la perdita di carico dell'elemento filtrante non è così critica come quella di un filtro in aspirazione o sul ritorno. D'altra parte esso è spesso sottoposto a vibrazione e a picchi di pressione che possono ridurre l'efficienza filtrante o addirittura danneggiarlo. Un filtro in pressione relativamente grossolano può essere usato per proteggere il sistema nel caso di danno catastrofico della pompa, sempre che un filtro per il controllo generale della contaminazione sia situato in altra parte del sistema.

FILTRI SUL RITORNO

Filtri sulla linea di ritorno sono normalmente realizzati per bassa pressione e devono essere dimensionati sufficientemente per evitare contropressioni, ricordando che la portata nella linea di ritorno può essere maggiore della portata della pompa, particolarmente quando nel sistema ci sono accumulatori o cilindri con grandi aree differenziali. Questo tipo di filtro è generalmente riconosciuto come un mezzo efficace e molto economico per un adeguato controllo della contaminazione solida, in quanto è in grado di trattenere sia la contaminazione generata dai componenti del sistema sia quella entrata dalle guarnizioni degli attuatori.

FILTRI SUL SERBATOIO

Il migliore modo di riempire il sistema è prefiltrare il fluido in modo da evitare l'ingresso di contaminazione dall'esterno. Ciò si può ottenere in vari modi: effettuando il riempimento attraverso un filtro di ritorno, usando un filtro oppure un'unità mobile di filtrazione che pompa l'olio nel serbatoio tramite innesti rapidi a tenuta. Se il riempimento viene effettuato usando una bocca di carico, essa deve essere dotata di un cestello per la prefiltrazione sufficientemente robusto per evitare che possa venire deliberatamente danneggiato per rendere più rapido il riempimento.

FILTRAZIONE A RICIRCOLO

Questo tipo di filtrazione dovrebbe venire usata solo in funzione complementare ai filtri installati nel sistema, in quanto non offre una protezione diretta ai componenti del sistema stesso. A parte ciò essa presenta molti vantaggi:

- **è indipendente dal circuito principale e perciò non è influenzata dalle sollecitazioni e dalle caratteristiche del sistema**
- **può essere tenuta in funzione anche a sistema a fermo**
- **continua a filtrare il fluido del serbatoio anche quando le pompe a portata variabile sono in annullamento di portata**
- **gli elementi filtranti possono essere sostituiti anche con il sistema in funzione senza necessità di soste**
- **può essere usata per cambiare il fluido del sistema**
- **un'unità di filtrazione a ricircolo deve normalmente essere dimensionata per una portata compresa tra il 10% ed il 20% del volume totale del serbatoio.**

SFIATI ARIA

Per effetto del prelievo o del ritorno di fluido nel serbatoio e in conseguenza delle variazioni di temperatura il livello del fluido nel serbatoio subisce continue variazioni. Di conseguenza una certa quantità d'aria deve essere aspirata nel serbatoio o espulsa dallo stesso. In determinate condizioni ambientali questo processo può provocare l'aspirazione nel serbatoio di aria fortemente inquinata da particelle, che in tal modo entrano nel fluido. Per isolare il serbatoio dalla contaminazione ambientale occorre montare sullo stesso dei filtri di aerazione, il cui grado di filtrazione deve concordare con il valore minimo del grado di filtrazione dei filtri del fluido. Ciò significa che se in un sistema oleodinamico è previsto un filtro per fluido con grado di filtrazione $3\mu\text{m}$, anche il filtro di aerazione da installare deve avere un grado di filtrazione, riferita all'aria di $3\mu\text{m}$.

Questo criterio di dimensionamento è raccomandato dalla norma CETOP RP 98H. Nei serbatoi di dimensioni minori l'aerazione avviene attraverso il filtro di riempimento olio che funge anche da filtro aria, anche se, in effetti, questo criterio andrebbe possibilmente evitato.

Requisiti dei filtri di aerazione

La cartuccia impiegata deve essere sostituibile e provvista di ampia superficie filtrante. La capacità di raccolta della cartuccia va scelta in accordo con quella del filtro del fluido. Le aperture di aspirazione devono essere quanto più possibile alte rispetto al coperchio del serbatoio allo scopo di impedire l'aspirazione di materiale contaminante depositato sul coperchio.

Per controllare il grado di intasamento del filtro di aerazione è opportuno ricorrere ad un apposito indicatore. Il coperchio deve offrire adeguata protezione contro eventuali spruzzi di acqua.

Calcolo dei filtri di aerazione del serbatoio

Il tasso di introduzione del contaminante ha un'influenza sostanziale sul carico di contaminante del sistema. A questo proposito gioca un ruolo particolare il sistema di aerazione del serbatoio, che deve impedire all'inquinamento ambientale di penetrare nel sistema nonostante il ricambio d'aria. Un errata o trascurata progettazione del sistema di aerazione del serbatoio può comportare un notevole carico aggiuntivo di contaminante sul circuito di filtrazione e provocare quindi una riduzione di durata delle cartucce. Le prestazioni del filtro di aerazione devono essere armonizzate con quelle dei filtri del fluido. Per calcolare il filtro di aerazione vanno considerati i dati seguenti:

Grado di filtrazione: da armonizzare con il filtro del sistema.

Portata di calcolo per il filtro aria: da 5 a 10 volte la portata massima delle pompe del fluido.

Pressione differenziale di calcolo: 0,01 bar (con cartuccia pulita e alla portata di calcolo).

IV. Dimensionamento del filtro

Molto spesso si dimensiona il filtro solo in base alla perdita di carico ad elemento pulito: è necessario invece considerare una maggiore capacità di ritenzione del contaminante per dare all'utente finale una durata accettabile all'elemento filtrante. I filtri dimensionati esclusivamente sulla portata hanno spesso una durata estremamente breve. Scegliendo un filtro di maggiori dimensioni la spesa iniziale può essere maggiore, ma verrà sicuramente recuperata con la riduzione dei costi di esercizio, cambi degli elementi meno frequenti, minori costi di fermo macchina. L'obiettivo è di mantenere l'equilibrio tra il contaminante che entra nel sistema e quello trattenuto dal filtro e, nello stesso tempo ottenere una durata soddisfacente del filtro stesso.

La tabella 3 indica i coefficienti correlati al livello di contaminazione ambientali e al controllo sull'ingresso di contaminazione. Ad esempio, il coefficiente 1 può corrispondere ad un basso ingresso di contaminazione (es. sistema con pochi cilindri, situato in un'officina pulita e gestito da personale sensibilizzato ed esperto); il coefficiente 7 può corrispondere invece ad un sistema con molti cilindri esposti, situato in una fonderia con scarsa manutenzione.

Livello di contaminazione ambientale			Grado di controllo sull'ingresso di contaminazione
Buono	Medio	Cattivo	
3	6	7	Basso o assente – molti cilindri esposti, sfiati inadeguati
2	4	5	Discreto – pochi cilindri
1	2	3	Buono – pochi punti d'ingresso, rabbocchi filtrati, buoni sfiati

Tab.3

Determinare il coefficiente ambientale

Una volta determinato il coefficiente ambientale, tracciate una linea orizzontale sul grafico della Fig. 7.6 e Fig. 7.7 in corrispondenza del valore massimo di pressione differenziale accettabile per il filtro in questione (normalmente vale il valore di taratura del by-pass). L'intersezione tra questa linea e le curve corrispondenti ai coefficienti ambientali dà un fattore di moltiplicazione per la portata nominale, che tiene conto delle condizioni ambientali: la portata nominale moltiplicata per tale fattore dà la portata corretta da considerare per un buon dimensionamento del filtro. La dimensione del filtro va scelta considerando che la portata corretta dia una perdita di carico accettabile (di norma 0,75 bar max per filtri in pressione e 0,5 bar per filtri sul ritorno ad elemento pulito e con la viscosità di esercizio).

FILTRI SU LINEA IN PRESSIONE

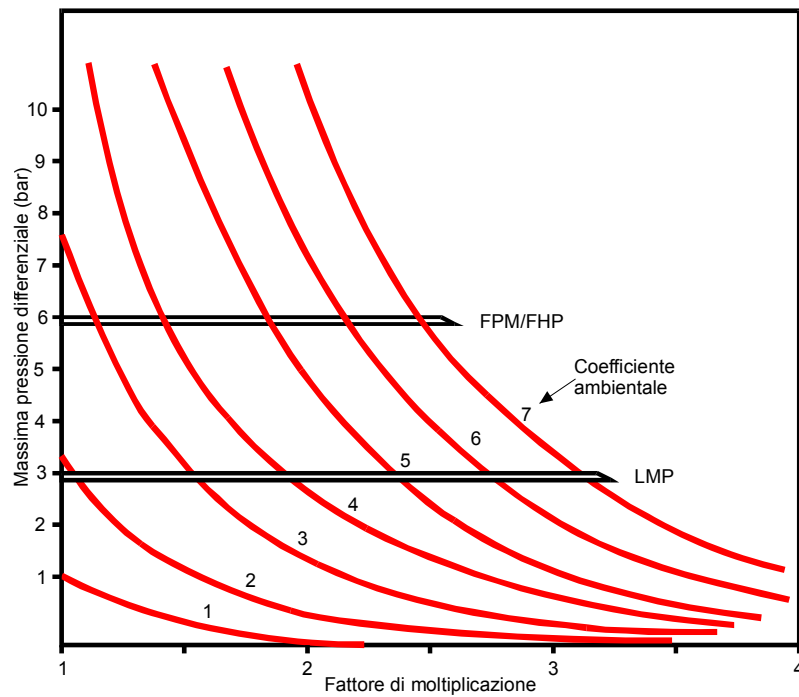


Fig. 7.6

Fattore di moltiplicazione selezionato:

Portata della pompa o del sistema:

Portata filtro corretta

= portata della pompa o del sistema (l/min) x fattore di moltiplicazione.....

FILTRI SU LINEA DI RITORNO

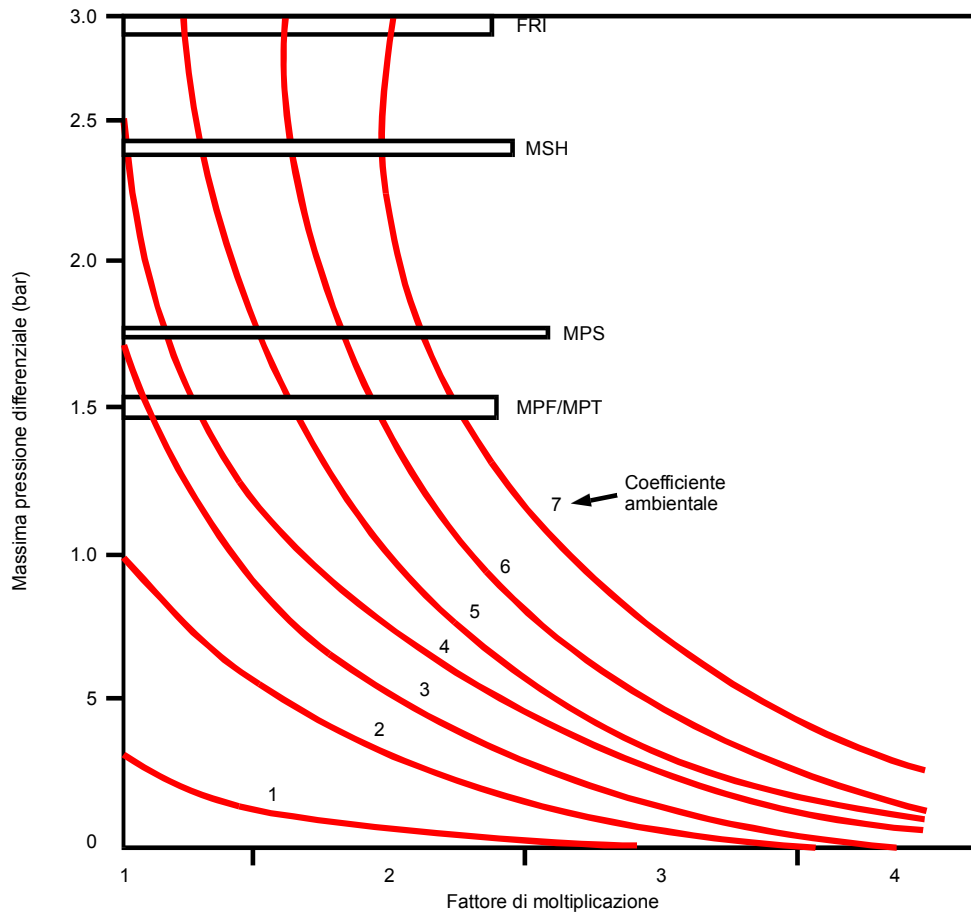


Fig. 7.7 Fattore di moltiplicazione

Fattore di moltiplicazione selezionato:

Portata massima del sistema:

(Nota: se questo valore non è noto, moltiplicare la portata della pompa per 2,5)

Portata filtro corretta

= portata della pompa o del sistema (l/min) x fattore di moltiplicazione.....

Nelle normali applicazioni oleoidrauliche, il dimensionamento del filtro viene considerando una viscosità del fluido alla temperatura di esercizio pari a 30 cst.

V. Scelta del tipo e dell'esecuzione dei filtri da usare.

		Filtro		Elemento filtrante							
Pressione di esercizio max bar	Portata l/min	Filtro tipo	Esecuzione	A03	A06	A10	A25	P10	P25	M10	M25
IN PRESSIONE											
35	1000	LMP	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
110	80	FMP	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
420	420	FHP	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
315	45	FHM	A piastra	✓	✓	✓	✓			✓	✓
SUL RITORNO											
3	800	MPF	Semi immerso	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
7	150	MPT	Semi immerso	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
20	1000	FRI	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
20	1000	FRI	Semi immerso	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
7	1000	MPH	Semi immerso	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
SUL RITORNO (SPIN ON)											
12	350	MPS	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
12	350	MST	Sul serbatoio	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
35	350	MSH	In linea	✓	✓	✓	✓	✓	✓		

RIEPILOGO

Studiare i singoli parametri operativi e determinare il coefficiente risultante

Determinare il grado di filtrazione assoluta necessario

Determinare il posizionamento del filtro. **PRESSIONE** ☐ **RITORNO** ☐ **ALTRO** ☐

Dimensionare il filtro

Scegliere il tipo e l'esecuzione del filtro da usare

7.2.8 DEFINIZIONI

Potere assoluto di filtrazione (la più grande particella passata). Il diametro della più grande particella sferica indeformabile che passa attraverso il filtro in specifiche condizioni di prova. E' un'indicazione della maggiore apertura nell'elemento filtrante; il valore X_U è $\beta_x = 75$.

Potere medio di filtrazione. Misura della dimensione media dei pori del setto filtrante. Il valore X_U è $\beta_x = 2$.

Potere nominale di filtrazione. Un valore arbitrario in micron indicato dai costruttori di filtri. Poiché non è riproducibile, viene sconsigliato.

Slit. Assieme di particelle ultrafini piccolissime di dimensioni normalmente variabili da 5 a 1 micron.

Metodo MULTI PASS-TEST. Il metodo universalmente accettato nell'industria per definire il grado di filtrazione secondo ISO 4752, effettuato con un banco prova appositamente attrezzato. Praticamente, il fluido contaminato viene fatto passare più volte attraverso il filtro, ed ogni volta le

particelle di eguali dimensioni sono contate elettronicamente a monte e a valle del filtro. I risultati della prova sono espressi sotto forma di Rapporto Beta (β)

Rapporto Beta [Rapporto Beta (β)]. Rappresenta il rapporto tra il numero di particelle di dimensioni maggiori di un determinato valore presenti nel fluido prima del filtro e il numero di particelle di dimensioni maggiori dello stesso valore presenti nel fluido dopo il filtro.

$$\beta = \frac{\text{N° particelle più grandi di } X_0 \text{ prima del filtro}}{\text{N° particelle più grandi di } X_0 \text{ dopo il filtro}}$$

Quando questo coefficiente è 75 l'efficienza è del 98,6% e il valore $\beta_x = 75$ è definito come assoluto.

Corrispondenza tra rapporto di filtrazione β ed efficienza			
Efficienza (%) = $\frac{\beta_x - 1}{\beta_x} \times 100$			
Rapporto di filtrazione β_x	Percentuale di efficienza (%)	Rapporto di filtrazione β_x	Percentuale di efficienza (%)
1,0	0	75	98,7
1,5	33	100	99
2,0	50	200	99,5
20	95	1.000	99,9
50	98	10.000	99,99

Capacità di ritenzione. Secondo ISO/CD 4572: massa di particelle di contaminante specifico effettivamente trattenute dall'elemento filtrante quando il ΔP finale è raggiunto. La capacità di ritenzione è quindi una massa e non una dimensione; occorre quindi non confondere questo parametro dell'elemento filtrante con il rapporto β o l'efficienza di filtrazione.

7.2.8.1 Prove normalizzate ISO (International Standard Organization)

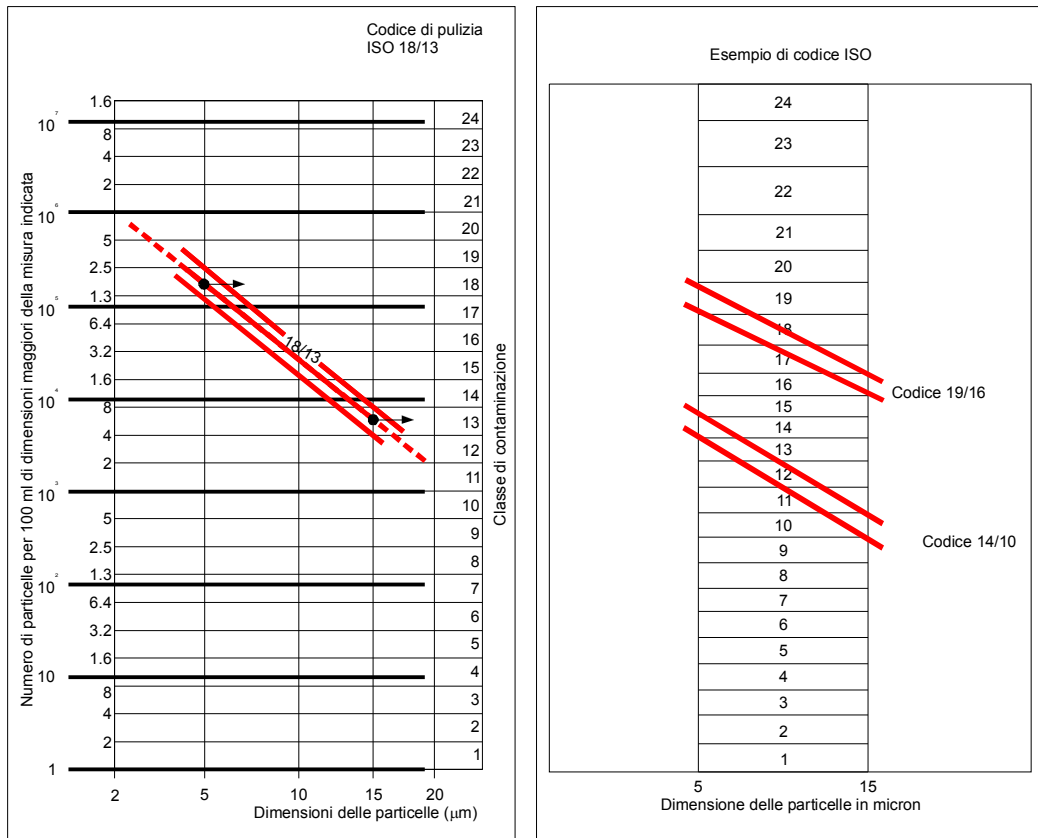
Varie prove sono regolate da normative internazionali. Le più significative sono qui riassunte:

- ISO 2941 per la determinazione della resistenza dell'elemento filtrante al collasso.
- Questa prova determina la massima pressione differenziale che può sopportare un elemento che filtra un fluido contaminato.
- Si ottiene un diagramma della caduta di pressione in funzione dei grammi di contaminante introdotti nel circuito.
- ISO 2942 per la determinazione della conformità di filtrazione degli elementi filtranti.
- Questa prova (Bubble point test, cioè prova del punto bolla) viene usata per stabilire la massima dimensione dei pori dell'elemento filtrante.
- L'elemento viene immerso in alcool isopropilico o fluido simile e viene misurato il valore della pressione dell'aria immessa nell'elemento stesso al quale appare la prima bolla d'aria.
- ISO 3723 per verificare la resistenza degli elementi filtranti alla pressione assiale.
- L'elemento viene sottoposto ad un carico assiale per verificare che non si deformi entro i valori dichiarati dal costruttore.
- ISO 3274 per verificare la resistenza a fatica variando la portata a date frequenze e numero di cicli. Questa prova verifica le reali caratteristiche meccaniche ed idrauliche dell'elemento.
- ISO 4406 – Standard ISO di pulizia. Il metodo più seguito per indicare il numero di particelle di contaminante solido presenti in un campione di olio è la norma ISO 4406 e CETOP RP70H.

- Il codice che ne risulta è dato dalla combinazione di 2 numeri indicati nella tabella sottostante.
- Il primo numero indica il numero di particelle più grandi che $5\mu\text{m}$ presenti in un campione di 100 millilitri ed il secondo il numero di particelle più grandi che $15\mu\text{m}$.
- Il livello di contaminazione si rappresenta su un grafico con scala log-log2.
- Il conteggio delle particelle avviene tramite contatori automatici oppure manualmente.
- Il conteggio manuale si esegue con una prova di Patch Test, utilizzando una membrana quadrettata (100 quadretti) da $0,8\mu\text{m}$ con diametro di 47 mm e superficie di contatto di $9,6\text{ cm}^2$.

Scala ISO dei numeri secondo ISO 4406		
N° particelle per 100 ml più grandi di 5µm	N° particelle per 100 ml più grandi di 15µm. Fino acompreso	Codice ISO
8.000.000	16.000.000	24
4.000.000	8.000.000	23
2.000.000	4.000.000	22
1.000.000	2.000.000	21
500.000	1.000.000	20
250.000	500.000	19
130.000	250.000	18
64.000	130.000	17
32.000	64.000	16
16.000	32.000	15
8.000	16.000	14
4.000	8.000	13
2.000	4.000	12
1.000	2.000	11
500	1.000	10
250	500	9
130	250	8
64	130	7
32	64	6
16	32	5
8	16	4
4	8	3
2	4	2
1	2	1

TABELLA DEI CODICI DI PULIZIA ISO 4406

**Classi di livello di contaminazione secondo NAS (National Aerospace Society).**

Il metodo si basa sulla quantità di particelle solide suddivise in determinate gamme dimensionali contenute in 100 ml di liquido. Comprende 5 gamme dimensionali per particelle da 5 a > 100 μm, ed i risultati sono codificati in 14 classi di contaminazione da 00 a 12. La normativa non stabilisce il metodo di conteggio.

Limiti massimi di contaminazione (per 100 ml)														
Classi														
Gamma di dimensioni (μm)	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
5 ÷ 15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1024000
15 ÷ 25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
25 ÷ 50	4	8	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
50 ÷ 100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	350	720	1440	2880	5760
Oltre 100	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024

7.3 INDICATORI DI LIVELLO

I serbatoi sono normalmente corredati di indicatori visivi del livello del fluido (Fig. 7.10), eventualmente muniti anche di termometro. Tuttavia, per centraline oleodinamiche particolarmente complesse o la cui dislocazione è fuori del costante controllo visivo dell'operatore è necessario che il volume del fluido nel serbatoio sia controllato mediante appositi indicatori elettrici di livello, muniti di interruttori azionati da galleggianti, installati all'interno del serbatoio. Il controllo del livello è particolarmente importante negli impianti dotati di scambiatore di calore ad acqua, per individuare tempestivamente eventuali fughe di acqua. Un indicatore di minimo livello consente di prevenire la mancanza di fluido, segnalando delle perdite non immediatamente visibili, perché situate in posizioni poco accessibili.

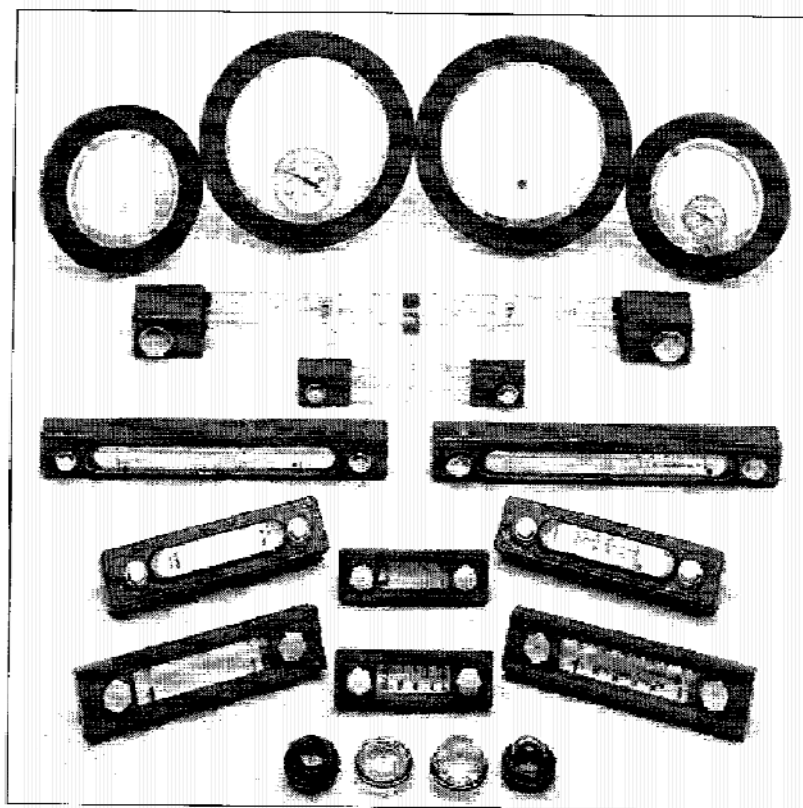


Fig. 7.8

E' buona norma installare tre controlli di livello, caratterizzati da diverse modalità di intervento, e precisamente:

- **livello di massimo:** se è superato interviene l'allarme;
- **livello di minimo:** avviene la segnalazione d'allarme;
- **livello di mancanza fluido:** è arrestato l'impianto.

Diverse sono le possibilità di applicazione di indicatori di livello elettrici; quelli a montaggio laterale presentano l'inconveniente di non potere variare la loro posizione d'intervento durante l'esercizio; inoltre non è facilmente verificabile la loro efficienza.

Di più vantaggiosa applicazione sono gli indicatori di livello adatti per il montaggio sopra il coperchio del serbatoio, i quali possono essere facilmente controllati ed è possibile variare la loro posizione d'intervento, senza dovere svuotare il serbatoio (Fig. 7.9).

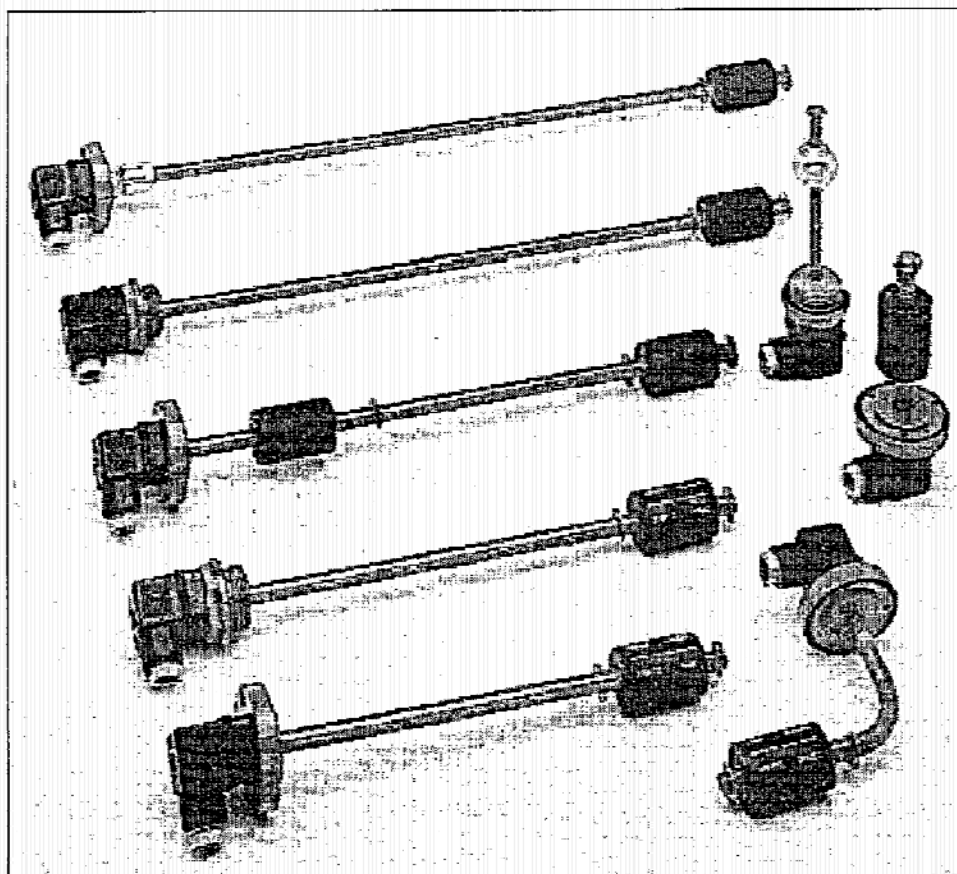


Fig. 7.9

Esistono anche tipi di indicatori con segnalazioni multiple, sempre per montaggio sul coperchio del serbatoio. Un indicatore che consente una facile regolazione delle impostazioni di livello, semplicemente spostando diversi microinterruttori su di un corsoio, è rappresentato nella Fig. 7.10. Con questo tipo di indicatore di livello è possibile tenere sotto controllo il livello del fluido nel serbatoio, con il minimo scarto d'intervento; nel caso di perdite si hanno segnalazioni tempestive, riducendo gli sprechi di fluido per fughe. Normalmente è corredato di interruttori in esecuzione bistabile munito, in condizioni di riposo, di un contatto NA ed uno NC. Un magnete permanente, contenuto in una piastrina reversibile, ha lo scopo di polarizzare tale contatto.

Regolazione degli indicatori di livello elettrici

Allo scopo di rendere massima l'affidabilità di un impianto oleodinamico è necessario un'accurata regolazione dei sistemi per controllare il livello del fluido nel serbatoio. Per ottenere ciò occorre disporre l'impianto nella condizione di riposo e con i cilindri in posizione di stelo rientrato. Si riempie quindi il serbatoio fino a 10 mm sotto il livello massimo di allarme. Questa regolazione consente di accorgersi, in breve tempo, di un eventuale ingresso di acqua nel serbatoio tramite il circuito di raffreddamento. La regolazione del livello minimo di allarme, si effettua disponendo l'impianto con gli steli dei cilindri completamente fuori. Si regola il livello elettrico minimo di allarme appena al di sotto di tale livello minimo fisiologico dell'impianto. La regolazione consente di individuare al più presto possibile le piccole fughe dall'impianto e segnala tempestivamente la necessità di un rabbocco. Il livello minimo di blocco deve essere regolato a $10 \div 20$ mm al di sotto del livello minimo di allarme, per arrestare le pompe nel caso di rottura di una tubazione. Si riduce così la perdita di olio, nel caso di una rottura improvvisa.

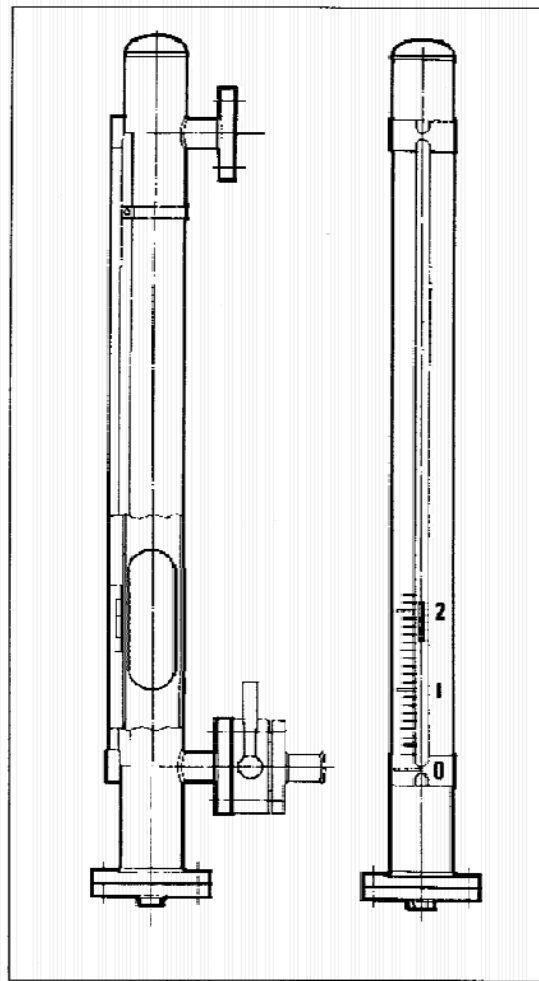


Fig.7.10

8 POMPE

Negli impianti industriali, l'azionamento delle pompe degli impianti oleodinamici viene quasi esclusivamente effettuato tramite motore elettrico, perciò il gruppo motore-pompa viene di solito sistemato sul serbatoio stesso, come già accennato precedentemente. Durante l'installazione deve essere curato in particolare l'esatto livellamento della pompa e del motore e un accurato montaggio del giunto elastico d'accoppiamento.

- **Tralasciando il motore elettrico, in questo capitolo esaminiamo il funzionamento della pompa, che costituisce indubbiamente il "cuore" dell'impianto oleodinamico.**
- **Le pompe servono a trasformare l'energia meccanica (immessa tramite il motore elettrico) in energia idraulica, che può essere di pressione e di velocità.**
- **Sostanzialmente compiono due funzioni; dapprima, creando un vuoto parziale all'aspirazione, permettono alla pressione atmosferica regnante nel serbatoio di spingere il liquido a risalire la tubazione d'aspirazione e in seguito, mediante azione meccanica, assicurano il trasporto del liquido fino all'attacco di mandata obbligandolo ad entrare nel circuito.**

8.1 FUNZIONAMENTO

Le pompe sono generalmente caratterizzate dalla portata e dalla pressione. La portata, sovente chiamata "capacità", è la quantità di liquido che una pompa può fornire al suo attacco di mandata nell'unità di tempo e ad una data velocità di funzionamento. La portata è espressa in litri al minuto primo [l/min.]. Perché i cambiamenti di velocità di funzionamento cambiano la portata, le pompe sono normalmente classificate secondo la loro cilindrata. La cilindrata di una pompa rappresenta la quantità teorica di liquido che essa può erogare durante un ciclo completo di funzionamento e, dato che la maggior parte delle pompe hanno un moto rotativo la cilindrata è di solito espressa in cm cubi per giro [cm³/giro]. Il concetto di pressione in una pompa porta sovente a confusione. La pressione, di solito espressa in bar, è la forza per unità di superficie. Normalmente si considera la pressione relativa. Il peso del liquido crea pressione che però è del tutto trascurabile nei circuiti oleodinamici. La maggior parte della pressione esistente nei circuiti qui studiati è creata dalla resistenza al passaggio del liquido e dalla resistenza del carico. **Infatti, una pompa può produrre la portata necessaria per determinare una certa pressione, ma essa stessa non può produrre una pressione, poiché essa non può creare una resistenza al passaggio del liquido.** La resistenza al passaggio del liquido è di solito causata da una strozzatura o da una chiusura parziale della via di passaggio come può essere una valvola, un raccordo. Se la portata prodotta da una pompa non incontra una forte resistenza, la pressione resta bassa. La pressione stabilita in un circuito influisce sulla portata della pompa. Quando la pressione aumenta, la portata diminuisce. Questa diminuzione di portata è dovuta ad un aumento delle fughe interne nella pompa tra i suoi attacchi di mandata e d'aspirazione. Queste fughe, chiamate "trafilamenti interni", esistono in tutte le pompe; per questo la portata di una pompa è indicata per

differenti valori di pressione. Alcuni tipi di pompe hanno dei trafilamenti interni più elevati di altri. Questa caratteristica permette di definire un rendimento volumetrico, di solito espresso in percentuale.

8.2 CLASSIFICAZIONE

Le pompe possono essere classificate in vari modi, ma una prima distinzione fondamentale può essere fatta fra tipo volumetrico e tipo non volumetrico. Una pompa non volumetrica produce una portata continua, ma, non possedendo una tenuta tale da evitare i trafilamenti interni, la sua portata varia considerevolmente con la pressione. Una pompa volumetrica produce una portata con ritmo pulsante in un ciclo, ma poiché possiede una tenuta interna piuttosto elevata, la sua portata è relativamente poco influenzata dalla pressione. Se si tappasse l'attacco di mandata di una pompa non volumetrica in modo da arrestare la portata, la pressione si eleverebbe fino a che la forza sviluppata dalla pompa sia uguale alla forza opposta dal liquido e, ammettendo che il funzionamento meccanico continui, le fughe interne permetterebbero allora a tutta la portata di ritornare verso l'aspirazione. Invece, in una pompa volumetrica, le fughe interne sono trascurabili in rapporto alla portata della pompa; se quindi si chiudesse il suo attacco di mandata in modo da impedire a tutta la portata di passare, la pressione raggiungerebbe istantaneamente un valore tale che, o il motore che trascina la pompa si ferma, oppure gli organi della pompa si spezzano. Le pompe volumetriche possono essere ulteriormente classificate in sotto-gruppi, in relazione a specifiche caratteristiche costruttive.

8.3 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO

8.3.1 POMPE NON-VOLUMETRICHE

Generalità: le pompe non-volumetriche possono essere di tipo centrifugo, ad elica o mista. Questa distinzione è fatta in base al tragitto seguito dal liquido, nell'interno della pompa, per andare dall'attacco d'aspirazione a quello d'uscita. Accenneremo esclusivamente alle pompe dotate di girante, non essendo attualmente quelle d'altri tipi d'alcun interesse per le applicazioni oleoidrauliche. Senza scendere nel dettaglio delle varie tipologie costruttive (principalmente: centrifughe (fig.8.1) elicoidali, elico-centrifughe), il principio di funzionamento delle pompe non volumetriche consiste nell'imprimere al fluido aspirato una notevole velocità mediante una girante opportunamente conformata, e convertire successivamente, nella zona di mandata, l'energia cinetica così acquisita dal fluido in energia di pressione. Caratteristica peculiare delle pompe non volumetriche è quella di produrre una portata continua nel tempo, esente cioè da pulsazioni. Peraltro, la separazione fra la zona d'aspirazione (bassa pressione), e la zona di mandata (alta pressione) non è ottenuta mediante accoppiamenti meccanici, ma è in pratica realizzata dal fluido stesso il quale, convertendo in energia di pressione l'energia cinetica impressagli dalla girante crea un battente che consente il trasferimento del liquido.

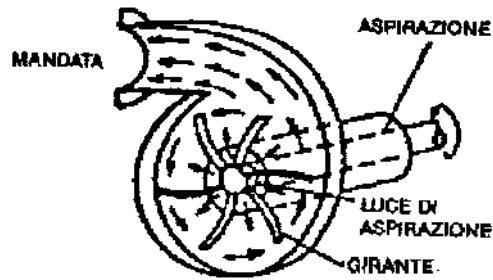


Fig.8.1

Strozzando la mandata di una pompa di questo tipo, all'aumentare della pressione aumentano i trafilamenti interni, ossia la portata cortocircuitata fra mandata e aspirazione, in modo che il funzionamento della pompa non è impedito. La portata erogata è quindi notevolmente influenzata dalla pressione di mandata, e viceversa, per cui la curva caratteristica di funzionamento, ossia il legame portata-pressione, di una pompa centrifuga assume l'aspetto indicato in fig.8.2 (la velocità di rotazione è costante). In ogni caso i notevoli trafilamenti interni fanno sì che il rendimento volumetrico, e quindi quello globale, delle pompe non volumetriche sia molto legato alle condizioni d'esercizio e in ogni caso sempre piuttosto basso ($0,5 \div 0,7$). In generale, il campo caratteristico d'impiego delle pompe non volumetriche è costituito dagli impianti che richiedono elevati valori di portata e modesti valori di pressione (ad esempio distribuzione dell'acqua). Per le ragioni indicate, esse non sono idonee per l'impiego nei circuiti di potenza degli impianti oleoidraulici, nei quali sono talvolta utilizzate esclusivamente per alimentare sotto battente le pompe volumetriche, onde evitare che queste vadano in cavitazione.

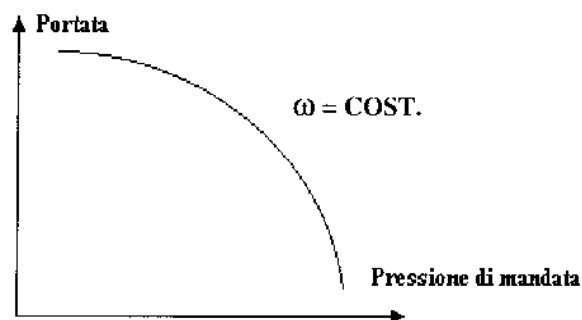


Fig.8.2

Esistono due tipi comuni di pompe centrifughe, con o senza diffusore. La fig.8.1 illustra il principio di funzionamento della pompa centrifuga del tipo senza diffusore. Essa è essenzialmente composta da una camera di pompaggio circolare con un foro centrale per l'aspirazione e un foro periferico per la mandata, e da una girante, composta da un certo numero di palette inclinate, posta nella camera di pompaggio. Di solito le palette sono inclinate nel senso contrario al senso di rotazione.

Il funzionamento è il seguente: il liquido entra nella camera di pompaggio dal foro centrale ed è trascinato dalle palette della girante in movimento; la forza centrifuga lo spinge verso l'esterno ad una velocità e il carter di contorno lo dirige verso il foro d'uscita.

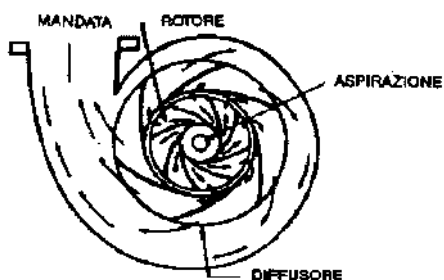


Fig.8.3 - Rappresenta un tipo di pompa centrifuga con diffusore

La **pompa centrifuga con diffusore**, simile al tipo precedentemente studiato, possiede in più una serie di pale fisse che formano il diffusore. La curvatura di queste pale è diretta in senso inverso a quello imposto alle pale della girante. Il diffusore serve a ridurre la velocità del liquido, a diminuire le fughe interne e ad aumentare la potenza d'uscita della pompa. Le pompe centrifughe sono generalmente utilizzate nelle applicazioni con grandi portate e pressioni relativamente basse. Si possono anche utilizzare più pompe in serie, collegando il foro d'uscita di una con il foro d'aspirazione dell'altra. Tale disposizione permette di ottenere pressioni più elevate.

8.3.2 POMPE AD ELICA

La fig.8.4 rappresenta una pompa non volumetrica del tipo ad elica. Il suo funzionamento è simile a quello di pompa centrifuga, solo che le pale nell'interno della pompa spingono il liquido assialmente anziché radialmente. La sua azione può essere paragonata a quella di un ventilatore racchiuso in un tubo.

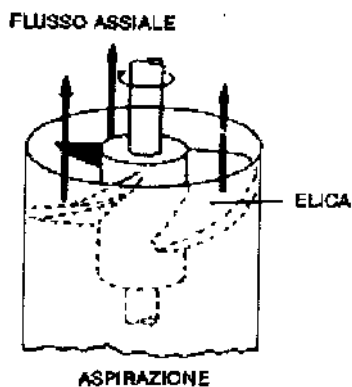


Fig. 8.4

8.4 POMPE VOLUMETRICHE

Generalmente le pompe volumetriche possono essere a cilindrata fissa o a cilindrata variabile. Il valore della cilindrata di una pompa dipende dalla posizione relativa esistente fra le differenti parti interne del meccanismo di pompaggio. In una pompa a cilindrata costante questa relazione non può essere modificata. Quindi, perché sia possibile regolare ad un valore dato la portata in un tratto di circuito, bisogna utilizzare una valvola adeguata montata sul circuito stesso, (regolatore di flusso unidirezionale) non è possibile cambiare la portata della pompa se non modificando la sua velocità di funzionamento. In una pompa a cilindrata variabile vi è un dispositivo di regolazione incorporato, che controlla la posizione relativa degli elementi interni del meccanismo. Naturalmente la portata di una pompa a cilindrata variabile può essere anche modificata dalla variazione della velocità di funzionamento della pompa; tale modo di procedere non è tuttavia consigliabile. Il tipo più semplice e più intuitivo di pompa volumetrica è quell'alternativa a pistone, ed è appunto sulla base di questo tipo che è stato analizzato il circuito oleodinamico elementare della fig.; esistono però diversi tipi di pompe volumetriche rotative, nelle quali cioè il moto dagli organi interni di pompaggio è esclusivamente di rotazione.

8.4.1 POMPE ALTERNATIVE

In queste pompe il trasporto del fluido dall'aspirazione alla mandata è realizzato col movimento alternativo di un pistone. La fig.8.5 rappresenta, schematicamente, una pompa di questo tipo. Essa è composta essenzialmente da un cilindro in cui scorre un pistone mosso da moto alternativo. Nel cilindro stesso sono ricavate e sedi delle valvole d'aspirazione e di mandata. Quando il pistone (1) si muove verso sinistra, il vuoto parziale che si crea nella camera di destra sposta la sfera (2) dalla sua sede aspirando il liquido nel cilindro attraverso la valvola. Allorché il pistone si muove verso destra, la sfera (2) resta premuta contro la sua sede bloccando l'aspirazione, mentre la spinta del liquido fa sollevare la sfera (3) e il liquido può così essere espulso dal cilindro attraverso la valvola di mandata. A questo tipo di pompe appartengono sistemi ad azionamento manuale.

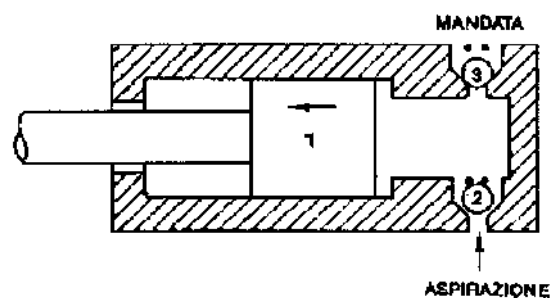


Fig.8.5

9 POMPE ROTATIVE

In una pompa del tipo rotativo, un movimento circolare trasferisce il liquido dal foro d'aspirazione al foro di mandata. Le pompe rotative sono generalmente classificate secondo gli organi che pompano effettivamente il liquido; si hanno così pompe rotative ad ingranaggi, a palette e a pistoni.

9.1 POMPE AD INGRANAGGI

Si distinguono nei tipi ad ingranaggi esterni o interni; in entrambi i casi, la dentatura può essere dritta o elicoidale. Sono realizzate solo nel tipo a cilindrata costante. E' il tipo di pompa più diffuso, per la sua semplicità costruttiva e quindi il costo limitato.

9.1.1 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO E CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE

L'aspirazione e la propulsione del fluido sono realizzate successivamente dal distacco e dall'ingranamento di ruote dentate (generalmente due soltanto, una motrice calettata con chiavetta sull'albero della pompa e l'altra condotta), d'uguale numero di denti. Con riferimento alla Fig. 9.1 la successione dei vani fra i denti nella camera d'alimentazione A crea una depressione che consente alla pressione atmosferica premente sul pelo libero del serbatoio di fare rimontare il liquido nella condotta d'aspirazione, farlo entrare nella camera stessa e riempire il vuoto d'ogni vano. Con la rotazione degli ingranaggi, il liquido, imprigionato fra i denti e la carcassa che li avvolge, è forzato verso la camera di mandata M, dalla qual è espulso per effetto della penetrazione dei denti nei vani corrispondenti della controruota. Facendo riferimento a dentature con profilo ad evolvente, le più comunemente usate per la ridotta sensibilità a piccole variazioni d'interasse, in prima approssimazione la portata teorica di una pompa a due ingranaggi esterni a denti dritti è data dalla relazione:

$$Q = m \cdot d_p \cdot b \cdot \omega \times 10^{-3} \quad [\text{dm}^3/\text{s}]$$

dove:

- m** = modulo della dentatura in mm [addendum = dedendum = modulo];
- d_p** = diametro primitivo della dentatura in mm. [$d = mz$];
- ω** = velocità di rotazione in rad/s;
- b** = larghezza del dente in mm;
- z** = numero dei denti.

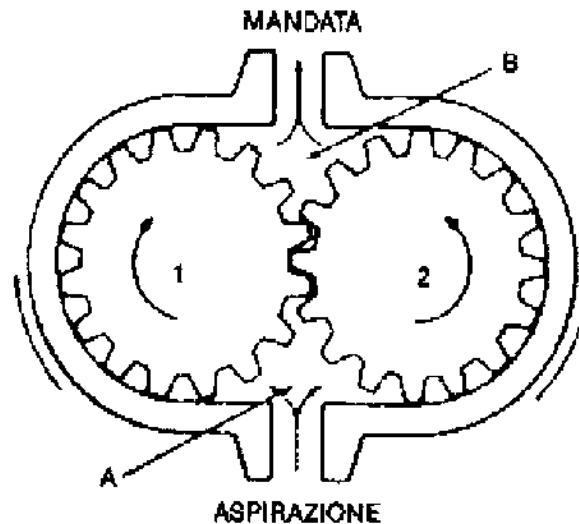


Fig. 9.1

La tenuta del fluido tra la camera di mandata e quella d'aspirazione è assicurata:

**all'interno del contatto continuo fra la dentatura degli ingranaggi (generalmente il fattore di ricoprimento è maggiore dell'unità per attenuare le pulsazioni di portata);
alla periferia lasciando un gioco ridottissimo (qualche centesimo di mm) fra sommità dei denti e carcassa;
sulla testata degli ingranaggi (l'olio potrebbe, infatti, passare da M ad A scavalcando gli ingranaggi) mediante due piastre di riscontro. Il gioco assiale fra gli ingranaggi e le piastre deve essere dell'ordine di pochi millesimi di millimetro, se si vogliono ottenere rendimenti volumetrici elevati.**

L'impossibilità di recuperare i giochi prodotti dall'usura fa sì che il rendimento volumetrico delle pompe ad ingranaggi normali decada piuttosto rapidamente nel tempo, in particolare a causa dell'aumento dei trafilamenti frontali. Per ovviare, almeno in parte, a quest'ultimo inconveniente, sono state realizzate delle pompe con piastre frontali flottanti a tenuta premute contro le testate degli ingranaggi dall'olio in pressione inviato in apposita camera ricavata fra le piastre stesse e la carcassa della pompa; le pompe di questo tipo sono dette "compensate". Le due piastre frontali possono inoltre essere caricate lateralmente mediante invio d'olio in pressione, in modo da premere gli ingranaggi contro la carcassa della pompa dalla parte della mandata. Con quest'accorgimento, si ottiene una buona tenuta e il recupero, almeno entro certi limiti, dei giochi radiali prodotti dall'usura. Infine, nelle pompe non compensate radialmente è necessario realizzare la tenuta radiale fra ingranaggi e carcassa mediante più denti, al fine di evitare eccessivi trafilamenti. Premendo gli ingranaggi contro la carcassa, sono sufficienti uno o due denti per assicurare una buona tenuta; tutti gli altri denti sono scaricati fresando opportunamente la carcassa, quindi la zona in pressione è notevolmente ridotta e ben delimitata. Poiché la spinta sugli ingranaggi è inferiore, il rendimento meccanico è più elevato.

9.1.2 VOLUME DI SCHIACCIAMENTO

I denti in fase d'ingranamento chiudono i vani prima che questi siano completamente vuotati (Fig. 9.4), riducendo il volume nel qual è rimasto imprigionato il fluido del valore V al valore $V' = V - V$. Data la scarsa comprimibilità del fluido, se non gli si consente di sfuggire mediante opportuni scarichi, nascono sugli alberi e sui supporti forti carichi periodici, che producono vibrazioni della pompa, cali nei rendimenti meccanici e una rapida usura delle parti. Un fenomeno inverso accade nella fase di distacco dei denti, nella quale il volume aumenta, ma non è in comunicazione con il fluido. Per ovviare a tale inconveniente, sono realizzati mediante fresatura degli scarichi, di lunghezza pari circa alla lunghezza d'ingranamento, sulle piastre frontali di tenuta, in modo da mettere in comunicazione il volume che si va restringendo (dalla parte dell'alta pressione) col volume che si va allargando (dalla parte dell'aspirazione) come indicato in Fig. 9.5. Un'altra soluzione consiste nel realizzare due coppie di fresature, che rimandano l'olio dallo spazio in pressione alla camera d'alta pressione, e risucchiano l'olio dalla camera d'aspirazione allo spazio in depressione (Fig. 9.6).

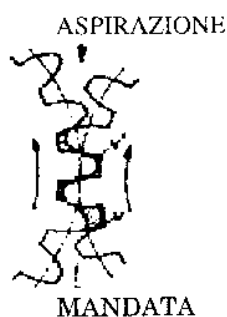


Fig. 9.4



Fig. 9.5

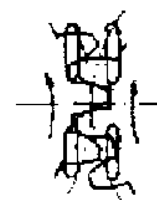


Fig. 9.6

9.1.3 BILANCIAMENTO DELLE POMPE AD INGRANAGGI

La possibilità di ottenere contemporaneamente con pompe ad ingranaggi elevati valori di portata e di pressione è limitata dalle notevoli spinte non equilibrate che attraverso gli ingranaggi si scaricano sui supporti. Precisamente, sui supporti si scarica la somma vettoriale della forza tangenziale utile T agente sul dente e della spinta S esercitata dal fluido in pressione sull'ingranaggio. In particolare il

valore della forza T agente sul dente in corrispondenza del diametro primitivo è dato dalla relazione:

$$T [N] = \frac{2N}{d_p \times \omega} \times 10^6$$

dove:

N = potenza assorbita dalla pompa [kW]

D_p = diametro primitivo [mm]

ω = velocità di rotazione della pompa [rad/s]

Il valore di S e la sua direzione sono in pratica influenzati dall'entità dei trafilamenti periferici fra sommità dei denti e carcassa. All'aumentare dei trafilamenti, ossia dell'usura (in modo particolare per

la pompa non compensata radialmente) la spinta S aumenta in modo notevole, fino a produrre al limite il cedimento del cuscinetto. Nelle pompe per elevate prestazioni, gli ingranaggi sono allora montati direttamente su cuscinetti a rullini, convenienti per il loro ingombro ridotto e la durata soddisfacente. Quando le spinte non possono essere sopportate dai rullini, o comunque per alleggerire la struttura della pompa (le forti spinte sui supporti tendono a deformare i perni e la carcassa, che devono essere di conseguenza particolarmente robusti), si realizzano dei sistemi di bilanciatura idraulica della spinta. Ad esempio, in ogni ingranaggio è opposto alla zona in pressione M una camera di bilanciamento collegata alla mandata della pompa (Fig. 9.7). Il bilanciamento delle spinte comporta il generare nella pompa ad ingranaggi un aumento dei trafileamenti interni, quindi il rendimento volumetrico risulta inferiore rispetto a quello delle pompe non bilanciate, e decade più rapidamente nel tempo. Al contrario, essendo i cuscinetti poco caricati il rendimento meccanico risulta superiore, con sensibilità specialmente alle alte pressioni.

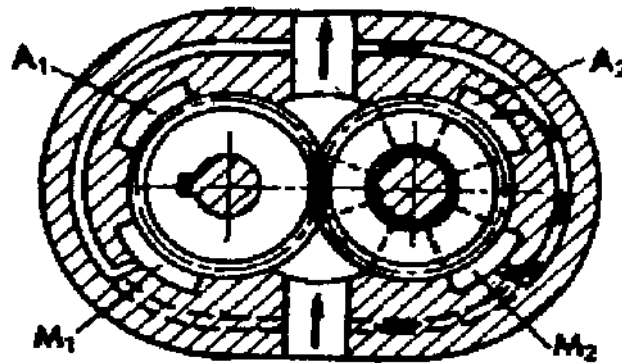


Fig. 9.7

9.2 POMPE A PALETTE

Sono realizzate sia nel tipo a cilindrata costante che nel tipo a cilindrata variabile: entrambi i tipi possono essere compensati, mentre solo il primo può essere anche bilanciato.

9.2.1.1 Principio di funzionamento e caratteristiche costruttive

Nella versione più semplice, la pompa a palette (Fig. 9.8) è costituita essenzialmente da:

un rotore cilindrico, calettato sull'albero motore, recante delle cave radiali nelle quali scorrono con precisione delle alette a sezione rettangolare;
un anello fisso o statore, eccentrico rispetto al rotore, anch'esso a sezione circolare e sistemato all'interno del corpo della pompa.

Il posizionamento del rotore all'interno dello statore e la tenuta assiale sono assicurati da due piastre di riscontro frontali. Ruotando il rotore, i volumi sono delimitati:

**in senso radiale da rotore e statore;
 in senso assiale dalle piastre frontali;
 in senso circonferenziale da due palette consecutive spinte in fuori dalla
 forza centrifuga (eventualmente integrata dalla spinta di una molla, o
 dell'olio in pressione, se è previsto il funzionamento a basso numero di giri).**

I volumi delle camere che si formano tra le palette aumentano progressivamente lungo la semicirconferenza ABC e diminuiscono progressivamente lungo la semicirconferenza CBA. I volumi crescenti e decrescenti sono collegati rispettivamente con l'aspirazione e la mandata, o mediante cavità ricavata nell'anello o, più frequentemente, mediante fori ricavati nella piastra frontale.

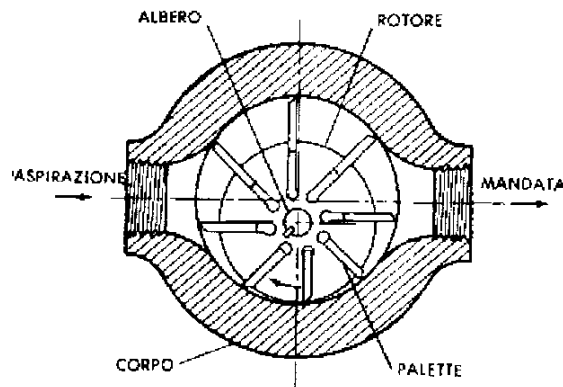


Fig. 9.8

9.2.2 BILANCIATURA

Nella configurazione schematizzata in Fig. 9.8 le forze agenti sul rotore risultano non equilibrate, per cui occorre limitare la pressione massima per non sovraccaricare i supporti. Peraltro, la bilanciatura delle spinte radiali è realizzabile agevolmente adottando la configurazione schematizzata in Fig. 9.9. Il rotore è centrato rispetto all'anello il qual è a sezione ellittica. Si hanno due zone di mandata (B e B1) e due d'aspirazione (A ed A1) perfettamente contrapposte, per cui il rotore risulta bilanciato radialmente. Per ottenere elevate prestazioni nel valore della pressione d'esercizio limitando al minimo l'usura per attrito delle palette sulla superficie dell'anello ellittico, occorre adottare anche un sistema d'equilibratura delle palette (Fig. 9.12 – 9.13). L'equilibratura idrostatica radiale delle palette permette di aver su ciascun lato una pressione identica; il carico tra le palette e l'anello statore dipende dalla spinta del pistoncino sottostante la palette stessa.

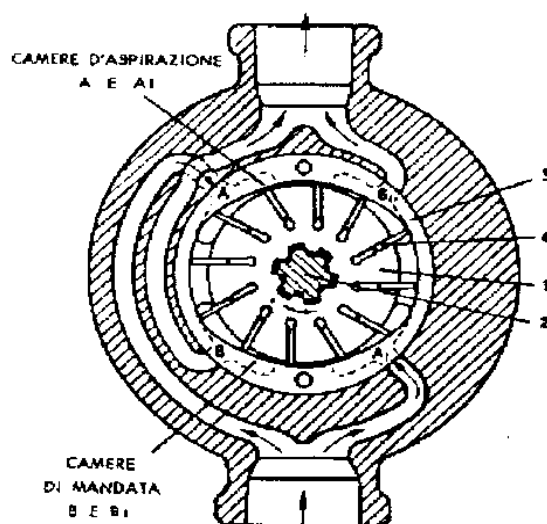
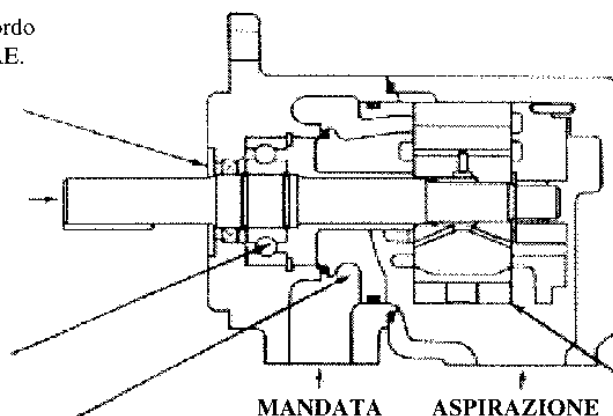


Fig. 9.9

Cavità guida in accordo con la normativa SAE.

Cuscinetto a sfere
Mantiene l'albero allineato.

Piastra di distribuzione anteriore. È mantenuta contro la cartuccia dalla pressione di mandata in modo da ridurre le fughe interne.



Insieme cartuccia. È sostituibile ed include: anello a camma, rotore, palette, pistoncini e piastre di distribuzione.

Fig. 9.10

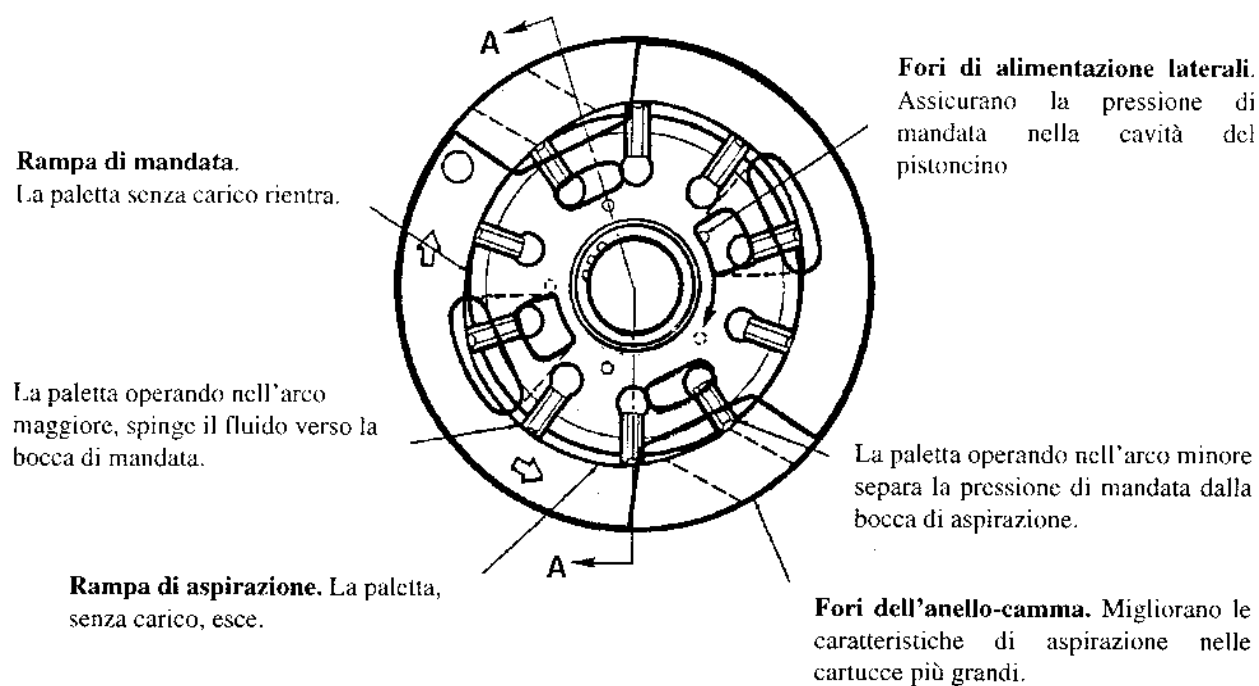


Fig. 9.11

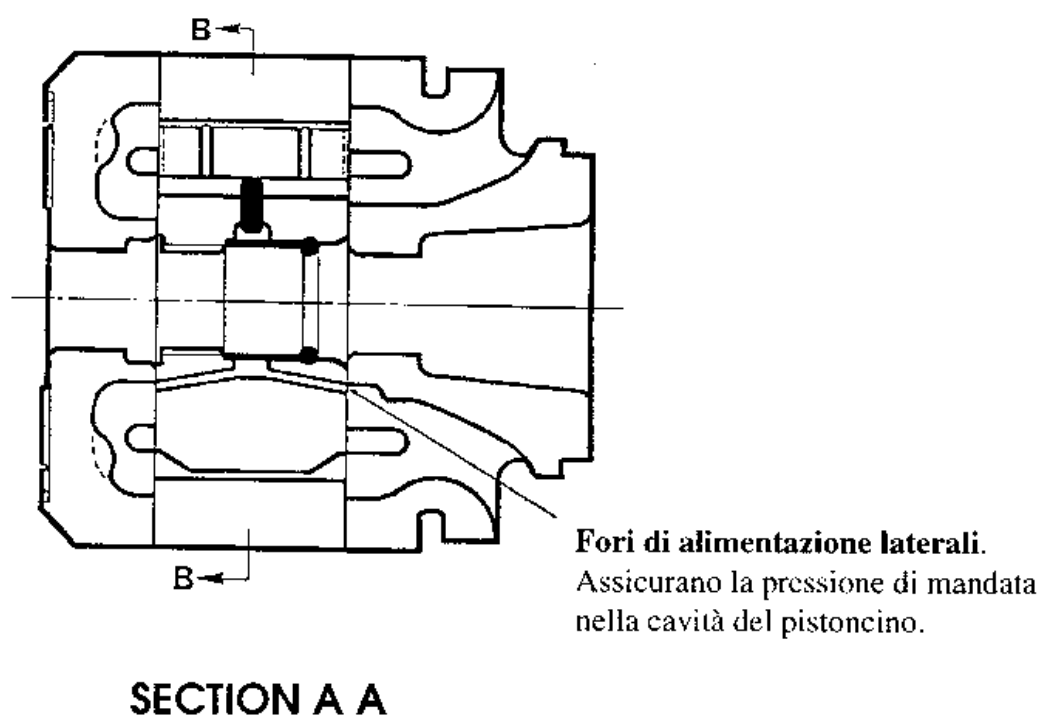
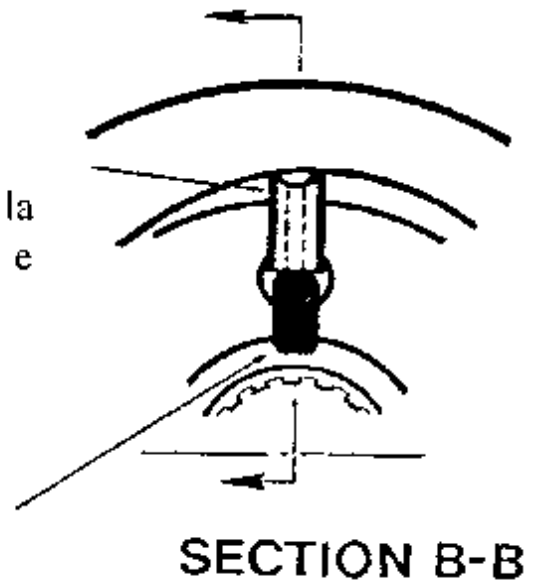


Fig. 9.12

La paletta é mantenuta in contatto con la rampa di aspirazione dal pistoncino e dalla forza centrifuga.



Cavità del pistoncino.
É costantemente ad una pressione leggermente più elevata di quella della bocca di mandata.

Fig 9.13

9.3 POMPE A PALETTE A PORTATA VARIABILE

Consideriamo il concetto basilare che le perdite d'energia nel ciclo di lavoro di una qualsiasi macchina, devono essere ridotte al minimo. Si consideri pertanto quanto segue:

raramente si hanno applicazioni in cui all'unità idraulica si richiede la portata massima e la pressione massima per l'intero ciclo operativo;

la potenza idraulica è misurata in base al prodotto della portata d'olio erogata dalla pompa per la pressione d'esercizio (vedere a pag.9.21).

$$\text{Potenza [kW]} = \frac{\text{Portata [litri/1']} \times \text{Pressione [bar]}}{600 \cdot \eta_m} \left[= \frac{(10^{-3} / 60) \times 10^5}{\eta_m} \times 10^{-3} = \frac{1}{600 \eta_m} \right]$$

In base a questa formula, se la pompa è progettata per variare la propria erogazione, a seconda delle richieste del circuito, si avrà una minore richiesta di potenza al diminuire dell'erogazione, indipendentemente dalla pressione d'esercizio.

9.3.1.1 *Questi sono alcuni vantaggi*

Tutta l'energia assorbita dalla pompa è trasformata in lavoro utile. Basta in genere un motore elettrico meno potente per trascinare la pompa. Le valvole di scarico o di massima pressione sono eliminate data l'azione automatica del dispositivo a contropressione. Il circuito possiede quindi meno valvole e dispositivi di controllo; come conseguenza l'installazione e la manutenzione sono molto facilitate e il tutto si traduce in un minore costo dell'impianto.

9.3.1.1.1 **Eliminato il by-passaggio dell'olio**

Le pompe a portata variabile assicurano il massimo rendimento del circuito perché tutto l'olio erogato è impiegato in lavoro utile. Il regolatore automatico di portata incorporato regola istante per istante, la portata in base alla richiesta d'olio del circuito in modo che la pompa fornisca solo la quantità di fluido necessaria al funzionamento del sistema. Con l'eliminazione delle perdite d'energia per by-passaggio inutile dell'olio attraverso le valvole limitatrici si riduce il riscaldamento del fluido: quindi si risparmia energia.

9.3.2 **METODOLOGIA DI LAVORO DELLA POMPA A PORTATA VARIABILE**

(Fig. 9.14)

Il funzionamento base di queste pompe è dato dal compensatore di massima pressione del sistema. Esso cambia l'erogazione della pompa automaticamente perché questa eroghi l'esatta quantità d'olio richiesta. L'anello che racchiude il rotore si può spostare lateralmente. Una molla tende a mantenerlo in posizione di grande eccentricità e quindi di massima portata. Salendo la pressione nel circuito, si genera all'interno dell'anello di tenuta una forza opposta a quella della molla. Nel caso la pressione vinca la taratura della molla si avrà uno spostamento automatico dell'anello e quindi riduzione di portata. Calando la pressione nel circuito nuovamente predomina la forza della molla la quale tenderà a riportare l'anello di tenuta in una posizione tanto eccentrica rispetto al rotore quanto maggiore sarà la riduzione di pressione.

Questo gioco tra la pressione interna della pompa che spinge l'anello e la forza della molla del compensatore è il principio di funzionamento della pompa a palette a portata variabile. La cosa importante è che il consumo di potenza si riduce in proporzione alla riduzione della portata. Poiché non avviene nessun by-pass della pressione dell'olio non vi è rilevante surriscaldamento dell'olio.

1. Quando la pressione supera il valore della forza esercitata dalla molla, l'anello (statore) trasla nel senso di diminuire l'eccentricità (verso sinistra nella figura).
2. La regolazione del compensatore a molla determina il valore della pressione alla quale l'anello scorre verso il centro.

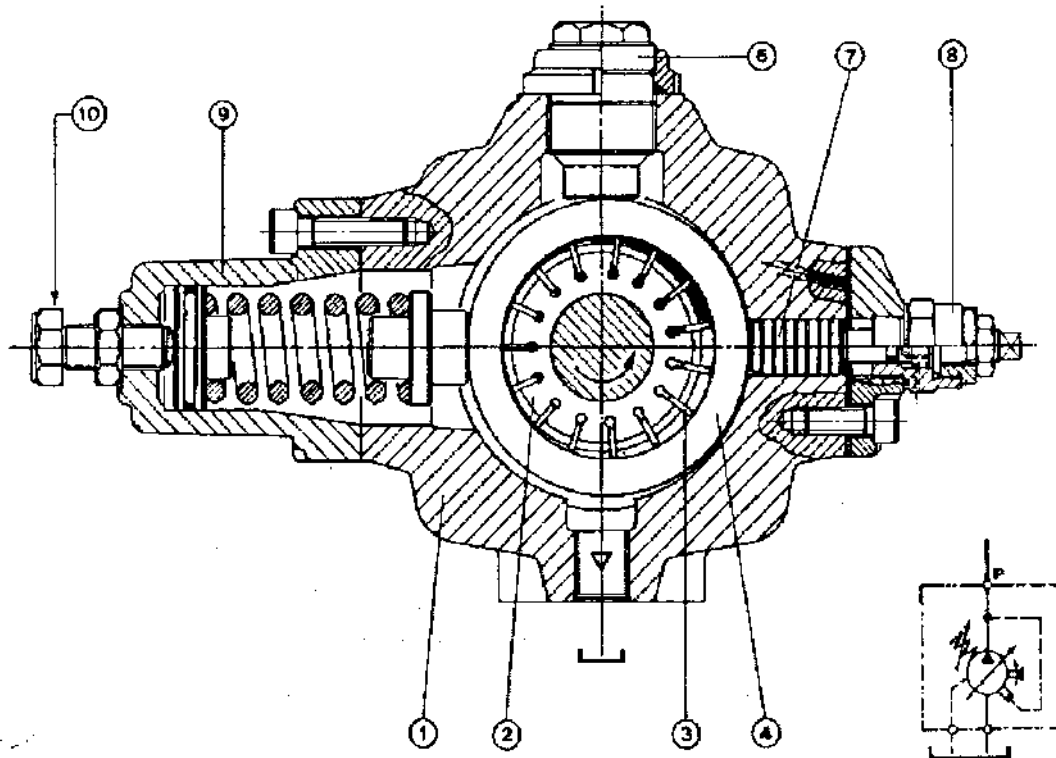


Fig. 9.13 - Pompa a palette a portata variabile con regolazione mediante compensatore

9.4 POMPE ROTATIVE A PISTONI

Esistono due tipi fondamentali di pompe rotative a pistoni: il tipo a pistoni radiali e quello a pistoni assiali, sia a cilindrata costante che variabile.

9.4.1 POMPA A PISTONI RADIALI

Deriva il suo nome dal fatto che il moto traslatorio alternativo dei pistoni avviene in un piano perpendicolare all'albero della pompa.

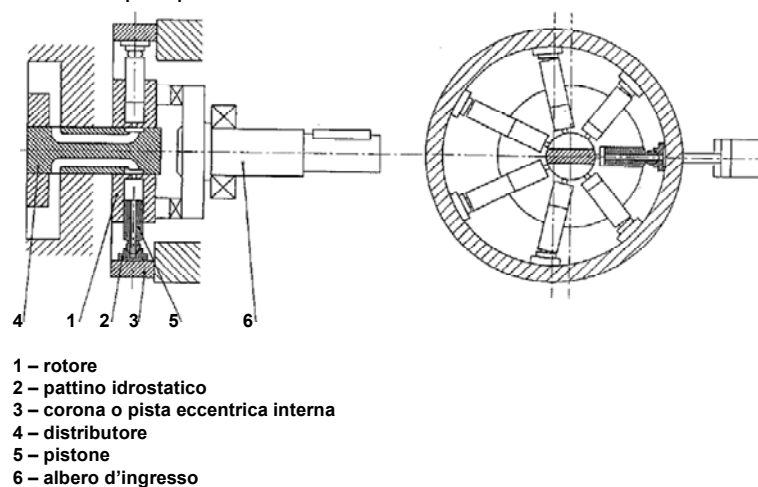


Fig. 9.14 Pompa rotativa a pistoni radiali

Con riferimento alla Fig. 9.14, la pompa rotativa a pistoni radiali è essenzialmente costituita da:

un rotore contenente una stella di cilindri (in numero dispari, per le considerazioni fatte sulla regolarità della portata), trascinato in rotazione dall'albero motore;
un distributore di flusso cilindrico fisso coassiale al rotore;
un anello di reazione, esterno al rotore ed eccentrico rispetto ad esso, al quale sono ancorati mediante snodi sferici e pattini l'estremità dei pistoni (piedi di biella).

In fase d'aspirazione, il contatto fra l'estremità dei pistoni e l'anello di reazione è assicurato dalla forza centrifuga eventualmente integrata dalla spinta del fluido sovralimentato mediante una pompa ausiliaria. In fase di mandata è la pressione stessa del circuito che assicura il contatto. Essendo poi l'anello di reazione (montato su cuscinetti) libero di ruotare, esso è trascinato in rotazione dai pistoni riducendo in tal modo gli strisciamenti ai soli movimenti di compensazione, con riduzione dell'usura. Al crescere della sezione dei pistoni e della pressione di mandata, aumentano le spinte che si scaricano sui supporti dell'anello, fino a rendere problematica la possibilità di sopportarle mediante cuscinetti. Si fa allora sostenere la spinta dal pattino stesso, realizzando soluzioni costruttive nelle quali l'anello di reazione è fisso e s'inietta olio in pressione alla base dei pattini in modo da realizzare un sostentamento idrostatico (grazie anche alle notevoli velocità di strisciamento). In ogni caso, la variazione della corsa dei pistoni, e quindi della cilindrata, è ottenuta modificando l'eccentricità anello-rotore (la corsa è doppia dell'eccentricità).

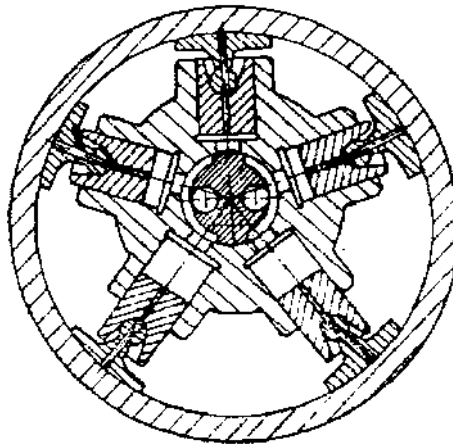


Fig. 9.15

9.4.2 POMPE A PISTONI ASSIALI

La Fig. 9.16 rappresenta, schematicamente, una pompa a pistoni assiali. Essa si compone essenzialmente di: un albero motore che trascina i pistoni, un blocco cilindri che li richiude, una piastra fissa di distribuzione in cui sono praticati i passaggi d'aspirazione e di mandata fronteggiante il blocco cilindri. Gli assi dell'albero motore e del blocco cilindri formano un angolo.

I pistoni ruotano in un piano perpendicolare all'asse dell'albero, mentre la piastra distributrice giace in un piano perpendicolare all'asse del blocco cilindri; poiché i due piani sono incidenti, avviene che durante la rotazione, la distanza del pistone dalla piastra varia ciclicamente. Ogni pistone si allontana dalla piastra durante mezzo giro, per poi riavvicinarsi nel mezzo giro seguente. I passaggi della piastra distributrice sono studiati in modo da mettere in comunicazione la camera d'aspirazione con i cilindri in

cui i pistoni si allontanano dalla piastra, e la camera di mandata con i cilindri in cui i pistoni stanno avvicinandosi alla piastra. Quella esaminata è la pompa a corpo inclinato; un'altra soluzione costruttiva (Fig. 9.16) prevede un disco inclinato che costituisce l'organo di trascinamento in rotazione del gruppo cilindri-pistoni e sopporta le forze di reazione che l'azione di pompaggio scarica assialmente attraverso i pistoni. Le caratteristiche funzionali dei due concetti costruttivi delle pompe a pistoni assiali ne determinano diverse possibilità applicative ottimali. Consideriamo perciò analiticamente quali sono le differenze tra i due tipi di pompe a pistoni.

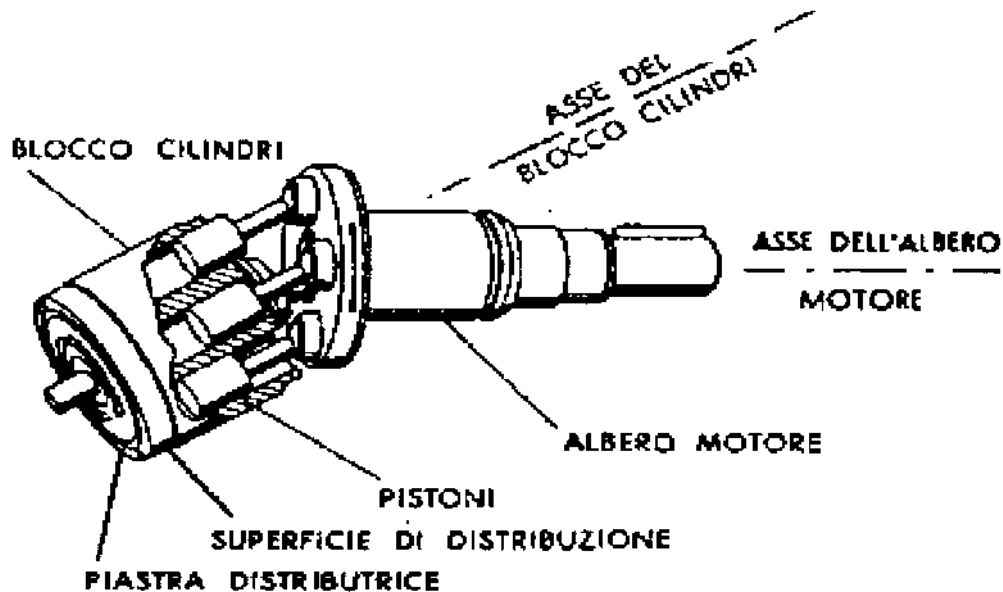


Fig. 9.16

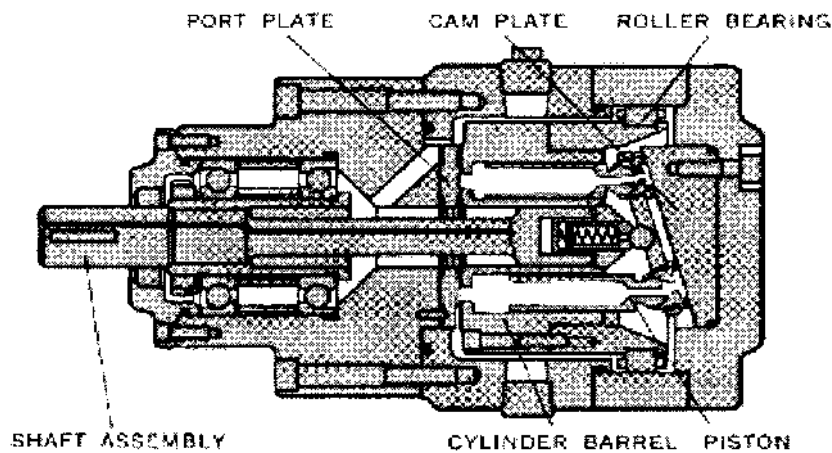


Fig. 9.17

9.4.2.1 Confronto fra gli azionamenti a corpo inclinato e a disco inclinato

9.4.2.2 Forze sui pistoni, generazione della coppia

9.4.2.2.1 Azionamento a corpo inclinato (Fig. 9.18)

La risultante della pressione $F_k = A_k \times \Delta p$ che agisce sulla superficie frontale A_k del pistone, è trasmessa alla flangia di trascinamento mediante la biella. La sua componente assiale F_{ax} è trasmessa sul carter mediante i cuscinetti di rotolamento. La componente radiale F_r genera la coppia

utile sfruttando il raggio d'azionamento come braccio della leva. E' quindi vantaggioso che l'angolo d'inclinazione sia il più grande possibile, poiché aumentano di conseguenza F_r / F_{ax} ($\alpha = 28^\circ$). Un vantaggio dell'azionamento a corpo inclinato deriva dal fatto che la coppia è generata direttamente sulla flangia di trascinamento, cioè sull'albero. I pistoni e le bielle sono caricate solo assialmente. Esistono forze di flessione sulla biella solo a causa del trascinamento del blocco cilindri (forze d'inerzia).

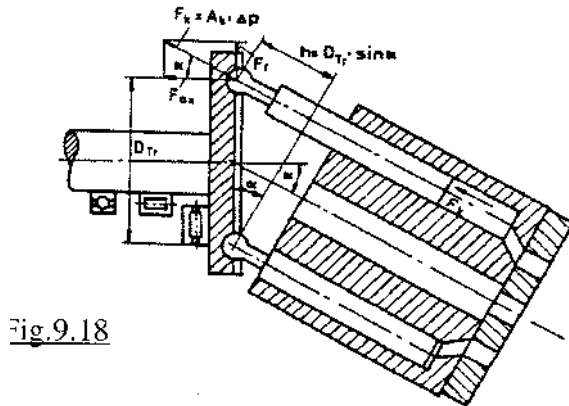


Fig. 9.18

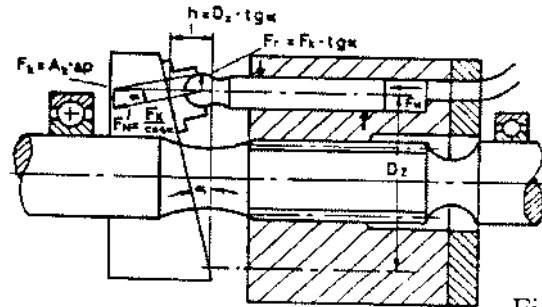


Fig. 9.19

9.4.2.2.2 Azionamento a disco inclinato (Fig. 9.19)

La risultante della pressione F_k agisce sul pattino mediante il pistone. Il pattino è appoggiato al disco inclinato tramite cuscinetto idrostatico. La componente F (perpendicolare al disco) è trasmessa sul carter e la componente radiale F_r genera la coppia. Quest'ultima si genera non sull'albero bensì (con minor vantaggio) sul blocco cilindri mediante flessione dei pistoncini. Di conseguenza l'inclinazione è limitata ad un angolo relativamente piccolo. ($\alpha = 28^\circ$).

9.4.2.2.3 Azionamento ottimale per il circuito chiuso.

Entrambi i sistemi costruttivi per gli azionamenti a pistoni assiali - **corpo** inclinato e **disco** inclinato - presentano alcune caratteristiche specifiche, dalle quali si possono ricavare sia limitazioni che vantaggi nell'applicazione.

9.4.2.2.4 Impiego come motore idraulico (unità secondaria)

Disco inclinato. Consideriamo il funzionamento come motore idraulico, quando è richiesta la coppia massima, si richiede la massima pressione ed il massimo angolo d'inclinazione. Ciò vale per la cilindrata costante e variabile. Le forze radiali così generate sul pistone provocano un forte attrito tra pistone e foro del cilindro, mentre le forze assiali generano un forte attrito tra il disco inclinato ed i pattini, in particolare durante l'avviamento. Inoltre, in caso d'alte velocità, esiste il pericolo che il blocco cilindri possa staccarsi dal distributore.

Corpo inclinato. Grazie alla generazione della coppia sulla flangia di trascinamento si hanno grandi vantaggi per la cinematica del gruppo.

9.4.2.2.5 Conclusioni

Per l'impiego come motore idraulico è più adatto l'azionamento a corpo inclinato. Il comportamento all'avviamento di un tale motore è migliore del 10% rispetto al motore a disco inclinato. L'ingombro ed i

costi di costruzione per i motori a cilindrata costante sono uguali con entrambi i sistemi costruttivi. Per i motori a cilindrata variabile, il sistema a corpo inclinato è evidentemente più vantaggioso.

9.4.2.2.6 Impiego come pompa (unità primaria)

Disco inclinato. La pressione massima per il funzionamento come pompa normalmente è richiesta quando la cilindrata è minima (confronto diagrammi di rendimento). Si può quindi constatare che le forze radiali negative tra pistoni e cilindro rimangono sempre entro limiti controllabili. Il comportamento più sfavorevole degli azionamenti a disco inclinato durante l'avviamento non ha nessuna importanza, poiché le pompe sono avviate quasi sempre senza carico - persino con cilindrata 0. Un vantaggio per l'azionamento mediante motori endotermici è rappresentato dalla bassa sensibilità della pompa a disco inclinato alla variazione del regime (basse inerzie).

Corpo inclinato. Dal punto di vista dell'ingombro (e per i maggiori costi) la pompa a corpo inclinato è meno vantaggiosa di quella a disco inclinato.

9.4.2.2.7 Conclusioni

Specialmente per i costi di produzione, le pompe per circuito chiuso a disco inclinato sono vantaggiose. Gli altri svantaggi del sistema non sono così importanti come per i motori.

Quindi i singoli vantaggi di entrambi i sistemi costruttivi sono sfruttati al meglio quando **si combina una pompa a disco inclinato con un motore idraulico a corpo inclinato**. Si ottiene un azionamento variabile, d'elevate prestazioni, con dei costi relativamente bassi. Per concludere, ancora un'osservazione: a causa del differente numero dei pistoni dell'azionamento (corpo inclinato: 7, disco inclinato: 9) non possono verificarsi nella trasmissione idrostatica risonanze delle pulsazioni.

9.5 POMPE A PISTONI ASSIALI A CILINDRATA VARIABILE

In relazione al tipo costruttivo, la variazione della cilindrata è realizzata modificando l'inclinazione del corpo inclinato con i relativi pistoni (Fig. 9.20), oppure facendo oscillare la piastra di reazione (Fig. 9.21).

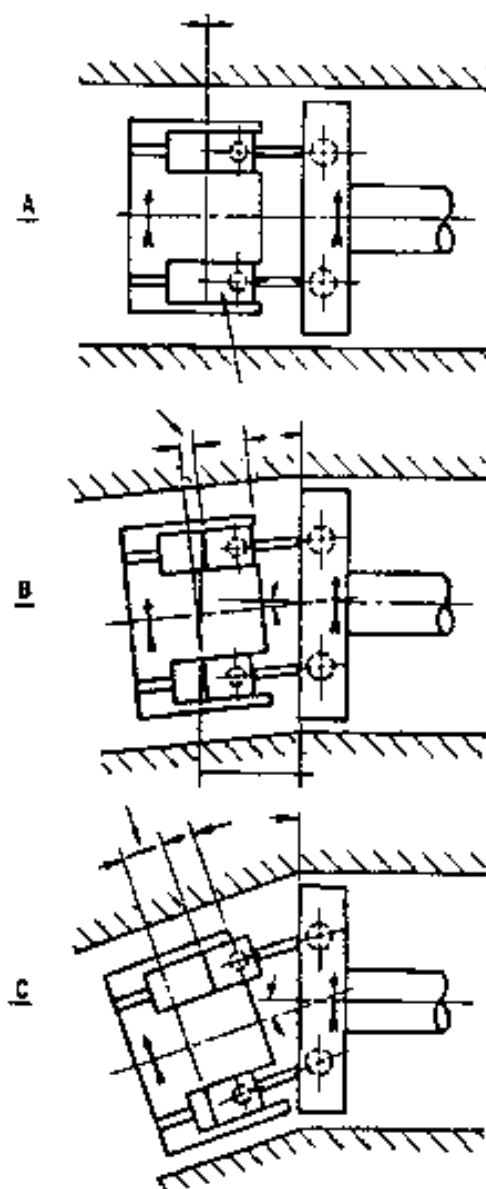


Fig. 9.20

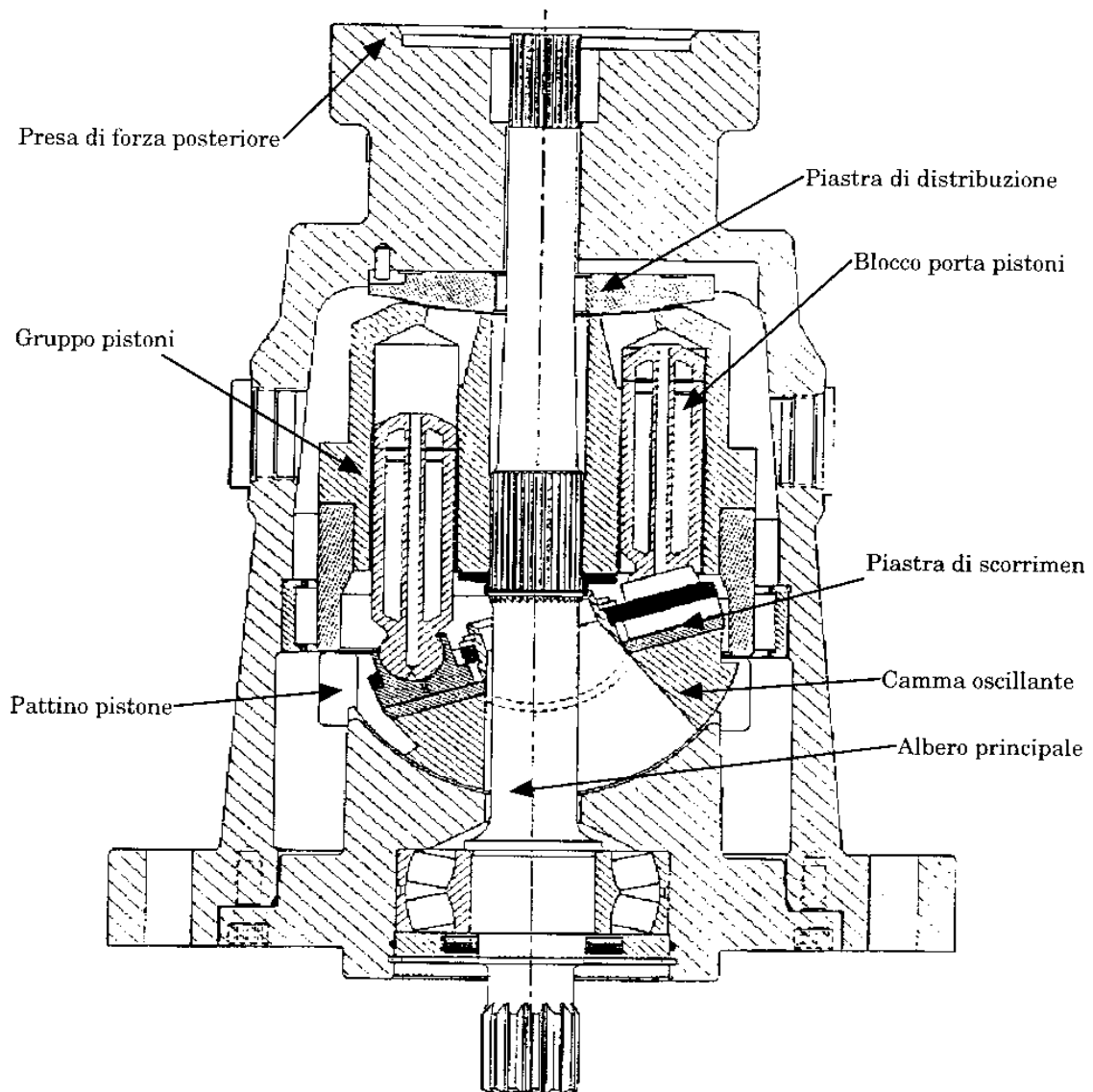


Fig. 9.21

Le pompe a cilindrata variabile DENISON sono concettualmente del tipo a disco inclinato (Fig. 9.22) e il controllo della portata può essere effettuato con diversi sistemi:

normale, con volantino;
con cilindro oleodinamico servocomandato;
mediante compensatore di pressione anche tramite regolazione a distanza;
con limitatore di potenza;
controllo Load Sensing.

Il modello di pompa Denison più recente, il tipo **P260** (Fig. 9.21 e 9.22) è una pompa a cilindrata variabile con sistema di regolazione a circuito aperto, che è stata progettata dando grande importanza all'economia di funzionamento; l'albero passante consente di far funzionare contemporaneamente due pompe in tandem alla pressione massima e alla portata massima. La pompa ha una cilindrata di 262,2 c.c./giro con una pressione continua d'esercizio di 420 bar e un funzionamento intermittente alla pressione massima di 500 bar; ha velocità massima di 2500 giri/min. ed è autoadescante a 1850

giri/min a livello del mare. L'albero è accoppiato tramite scanalatura al corpo rotante che contiene 7 pistoni assiali invece dei tradizionali 9 pistoni: questo riduce la circonferenza sulla quale si trovano gli alesaggi in cui scorrono i pistoni. Tutto il gruppo rotante ha il baricentro che cade sull'asse dell'albero ed è perfettamente simmetrico. L'albero d'azionamento, essendo sollecitato solo da coppia, può avere un diametro ridotto; sul lato comando è previsto un cuscinetto ad oscillante a rulli per servizi gravosi. Essa può essere equipaggiata con controllo load sensing, limitatore di potenza e può funzionare con controllo elettrico, idraulico o manuale. Tutte le opzioni possono avere un compensatore di pressione e/o di un dispositivo d'esclusione del limitatore di potenza. Questa pompa è stata progettata per essere impiegata in un'ampia gamma d'industrie dove siano richieste pressioni alte e portate variabili a costi competitivi per il funzionamento di presse, macchine utensili, pompe per calcestruzzo, gru.

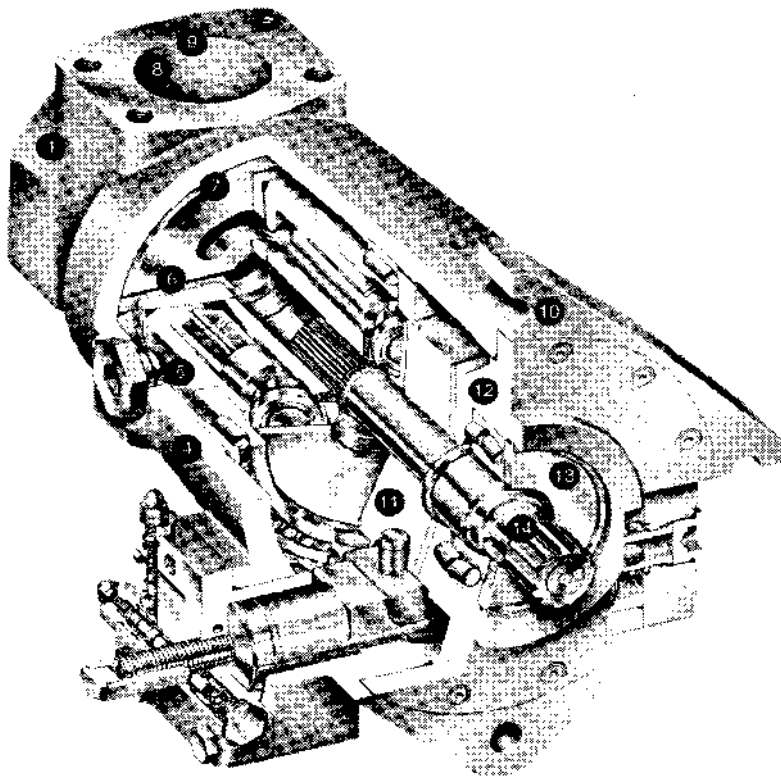


Fig. 9.22

9.6 DATI CARATTERISTICI DELLE POMPE

9.6.1.1.1 Pressione massima

Il valore della massima pressione di funzionamento di una pompa dipende dalla robustezza costruttiva della pompa stessa; inoltre per ciascun tipo di pompa esistono dei valori massimi della pressione oltre i quali non è conveniente farle funzionare, perché il rendimento sarebbe molto basso a causa d'eccessivi trafileamenti.

9.6.1.1.2 Portata massima

La massima portata che è erogata da una pompa dipende dalle dimensioni costruttive della stessa; teoricamente la portata è costante, per le pompe a portata fissa, ma in pratica si verifica una lieve

diminuzione all'aumentare della pressione di funzionamento, a causa dell'aumento dei trafiletti interni. La portata varia naturalmente anche col variare del numero di giri di funzionamento.

9.6.1.1.3 Potenza assorbita

La conoscenza dei valori massimi della pressione P in daN/cm^2 , o bar, e della portata Q in litri/min. consente di determinare la potenza N in CV assorbita dalla pompa per il massimo delle sue prestazioni:

$$N = \frac{Q \cdot P}{441 \cdot \eta_r} [\text{CV}]$$

Il motore di comando dovrà avere una potenza maggiore per tenere conto del rendimento totale del gruppo motore-pompa che è $= 0,70 \div 0,80$

Nel caso più generale in cui la pompa sia azionata da un motore elettrico, la potenza espressa in kW, e tenendo conto del rendimento totale è:

$$N = \frac{Q \cdot P}{600 \cdot \eta_r} [\text{KW}]$$

9.7 CAVITAZIONE

Si definisce come punto di bolla di un liquido la pressione alla quale si ha sviluppo di gas disciolti o vapore del liquido stesso. Ossia, più precisamente, per la legge di Dalton si ha sviluppo di gas e vapori quando la pressione nel circuito scende sotto la somma della pressione parziale dei gas disciolti e della tensione di vapore del liquido, entrambe funzioni della temperatura del liquido medesimo. Per gli impianti oleoidraulici correnti si deve ritenere del tutto normale un contenuto d'aria nel liquido pari a qualche per cento in volume. Gli emboli gassosi che si formano quando la pressione scende sotto il limite sopra indicato, provocano interruzioni della vena fluida. Gli emboli sono trascinati dalla corrente di liquido e quando passano nella zona d'alta pressione, alla mandata della pompa, sono compressi in modo praticamente istantaneo con fenomeni di battimenti, rilevabili all'esterno sotto forma di un'accentuata rumorosità e vibrazione della pompa. Il fenomeno della cavitazione produce tre effetti negativi:

- 1. Disturba il flusso delle vene liquide. Gli emboli gassosi, a causa della loro bassa inerzia (il gas ha infatti un peso specifico molto inferiore a quello del liquido) non sono trascinati uniformemente dalla vena liquida, ma creano rallentamenti favorendo la formazione di moti vorticosi. Tutti questi fenomeni nel complesso abbassano il rendimento della pompa.**
- 2. Notevole rumorosità e vibrazioni della pompa.**
- 3. Erosione degli organi della pompa. Gli emboli sono riassorbiti in tempi brevissimi creando delle forze pulsanti d'entità notevole che attraverso il fluido si scaricano sulle pareti metalliche, con conseguente "vaiolemento" delle superfici il quale favorisce sempre più il disturbo del flusso della vena**

liquida. In sostanza cioè il fenomeno si autoeccita e se non vi si pone rapidamente rimedio, la pompa diventa inutilizzabile.

4. Corrosione degli organi della pompa da parte dell'ossigeno contenuto negli emboli gassosi. Più precisamente si innescano fenomeni corrosivi da ossigenazione differenziale, i quali si manifestano in corrispondenza alle zone meno ossigenate di una superficie corrodibile esposta a concentrazioni di O_2 diverse da punto a punto.

Per evitare fenomeni di cavitazione, occorre valutare in modo opportuno la massima altezza di aspirazione della pompa, ossia il dislivello fra l'asse della flangia di aspirazione e il minimo livello prevedibile del liquido all'interno del serbatoio. Tanto maggiore è l'altezza di aspirazione, tanto più bassa è la pressione che si può verificare all'interno della zona di aspirazione della pompa, e quindi tanto più probabile sono i pericoli di cavitazione. Il teorema di Bernoulli, opportunamente applicato, consente di calcolare l'altezza massima di aspirazione. E' da precisare subito che il valore minimo di pressione si verifica in un punto all'interno della zona di aspirazione della pompa, del quale non interessa in questa considerazione la localizzazione effettiva. Interessa semplicemente sapere quale ulteriore perdita di pressione si verifica fra la flangia d'ingresso della pompa e il punto a pressione minima. Tale valore è ricavato dai costruttori per via sperimentale variando le condizioni di funzionamento della pompa. In definitiva, quindi se una pompa va in cavitazione è possibile prendere uno o più dei seguenti provvedimenti:

- 1. diminuire l'altezza di aspirazione, eventualmente sistemando la pompa ad un livello inferiore a quello del pelo libero del serbatoio in modo da creare un battente di pressione;**
- 2. aumentare il diametro della tubazione di aspirazione, in modo da diminuire il termine cinetico e contemporaneamente ridurre le perdite di carico;**
- 3. diminuire le perdite di carico realizzando la tubazione di aspirazione il più possibile rettilinea e breve, riducendo al minimo indispensabile la presenza di curve, valvole, filtri, ecc. che provocano sensibili perdite di carico localizzate;**
- 4. preriscaldare il fluido (olio minerale, fluido sintetico), in modo da renderlo meno viscoso e quindi ridurre le perdite di carico. E' ancora interessante notare come il valore del peso specifico del fluido utilizzato influenzi negativamente il valore dell'altezza di aspirazione di una pompa poiché all'aumentare di esso aumenta la forza necessaria per accelerare, dalla condizione di quiete a quella di moto, la massa di liquido racchiuso nel tubo. La stessa considerazione deve essere fatta in ogni ramo del circuito. In particolare è interessante notare come la massima depressione ammissibile all'attacco d'aspirazione di una pompa vada diminuendo con l'aumentare del peso specifico. Ciò risulta evidente se si considera che le perdite di carico lungo i condotti interni della pompa sono proporzionali a p e che, con l'aumentare di questo, aumenta la possibilità che all'interno della pompa si generi cavitazione. In base a tali considerazioni, è sempre necessario**

verificare l'impianto quando si sostituisce il fluido usato con altro avente un maggior peso specifico, per esempio quando il fluido è del tipo ininfiammabile come l'acqua e glicole. Si può anche presentare la necessità di installare la pompa sotto battente e ridurre la velocità di rotazione della stessa, rispetto alle condizioni di funzionamento previste con l'utilizzo dell'olio minerale.

10 MOTORE ELETTRICO

Il motore elettrico costituisce certamente l'elemento di potenza più utilizzato per l'azionamento delle centraline oleodinamiche; sono quindi opportune alcune considerazioni, in particolare per il tipo asincrono trifase, dotato di ventilazione esterna. E' necessario che l'installazione avvenga in locale sufficientemente aerato, lontano da fonti di calore. Evitare che la vicinanza d'ostacoli impedisca una corretta ventilazione. Prevede la possibilità di eseguire con facilità le operazioni d'ispezione e manutenzione. Per il trasporto considerare che i golfari di cui sono dotati sono adatti al sollevamento del solo motore, non del gruppo nel quale il motore è incorporato. Il montaggio dell'organo di trasmissione deve essere fatto a regola d'arte, senza colpi che danneggerebbero i cuscinetti. Un metodo è di preriscaldare (se possibile) il pezzo da montare o calettarlo sull'estremità d'albero utilizzando il foro filettato (fig.10.1). L'eventuale estrazione avverrà utilizzando un estrattore. Occorre che motore e macchina accoppiata siano allineati accuratamente per evitare vibrazioni dannose.

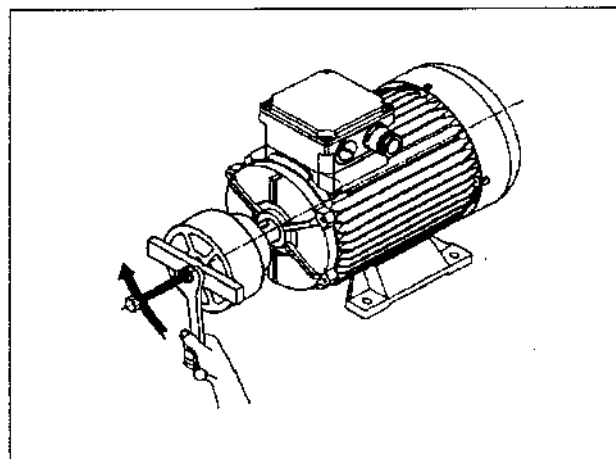


Fig.10.1

10.1 CARATTERISTICHE E PRESTAZIONI DEI MOTORI ELETTRICI ASINCRONI TRIFASE

La parte elettricamente e magneticamente attiva del motore asincrono è costituita da un pacco di lamierini per lo statore e da uno per il rotore e dagli avvolgimenti disposti nelle cave dei pacchi stessi. L'avvolgimento è a bobina nel caso di rotore a collettore e a barre con anelli di cortocircuito nel caso di rotore a gabbia. Se l'avvolgimento trifase dello statore è collegato alla rete d'alimentazione, nel traferro si sviluppa un campo rotante con velocità determinata dalla frequenza **f** della corrente d'alimentazione e dal numero di coppie di poli **p** dell'avvolgimento:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \text{ [giri / min]}$$

Per ottenere un campo rotante di valore costante, correnti e avvolgimenti devono essere simmetrici. Il campo rotante induce nell'avvolgimento in corto circuito del rotore delle correnti che interagiscono con lo stesso campo, producendo un momento torcente. Il rotore insegue il campo rotante dello statore, ma è sempre in ritardo. Se la rotazione fosse sincrona, nel rotore non sarebbe più indotta alcuna tensione e la coppia si annullerebbero. Lo scorrimento **s** è espresso in funzione della velocità **n_s** di sincronismo e della velocità **n** di rotazione attraverso l'equazione:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100 \quad \text{in\%}$$

11 GRUPPI MOTOPOMPA

Secondo la forma costruttiva del motore elettrico impiegato si parla anche di gruppi forma V1, B3, B5 o B3/B5 (Fig. 11.1). Nelle forme V1, B5 e B3/B5 la coppia di reazione è assorbita dal supporto pompa (lanterna) che realizza il montaggio più compatto. Grazie ad anelli di smorzamento adeguatamente dimensionati montati immediatamente dietro la pompa è possibile disaccoppiare dal sistema il suono via solido (Fig. 11.2). La lanterna (con o senza anello di smorzamento), il piede, il giunto e le piastre di montaggio sono normalmente reperibili in commercio. Le forme V1, B5 e B3/B5 vanno preferite perché assicurano un allineamento migliore tra gli alberi della pompa e del motore evitando disassamenti del giunto e lunghe operazioni d'allineamento. I costruttori prevedono che i giunti siano assicurati contro gli spostamenti assiali mediante un piccolo grano; l'accorgimento è sufficiente per gruppi con potenza fino a circa 15 kW, mentre con motori più potenti i due semigiunti vanno fissati mediante un anello. Questo tipo di fissaggio è sempre opportuno per la forma V1, almeno per il semigiunto superiore. Nel montaggio occorre controllare che la distanza tra i due semigiunti sia corretta. Nei gruppi motopompa di forma B3 il motore e la pompa si trovano su uno stesso telaio e la pompa è generalmente fissata al telaio per mezzo di una squadra. In questo caso la coppia di reazione è assorbita dal telaio, che va progettato e costruito in modo da impedire movimenti relativi tra motore e pompa.

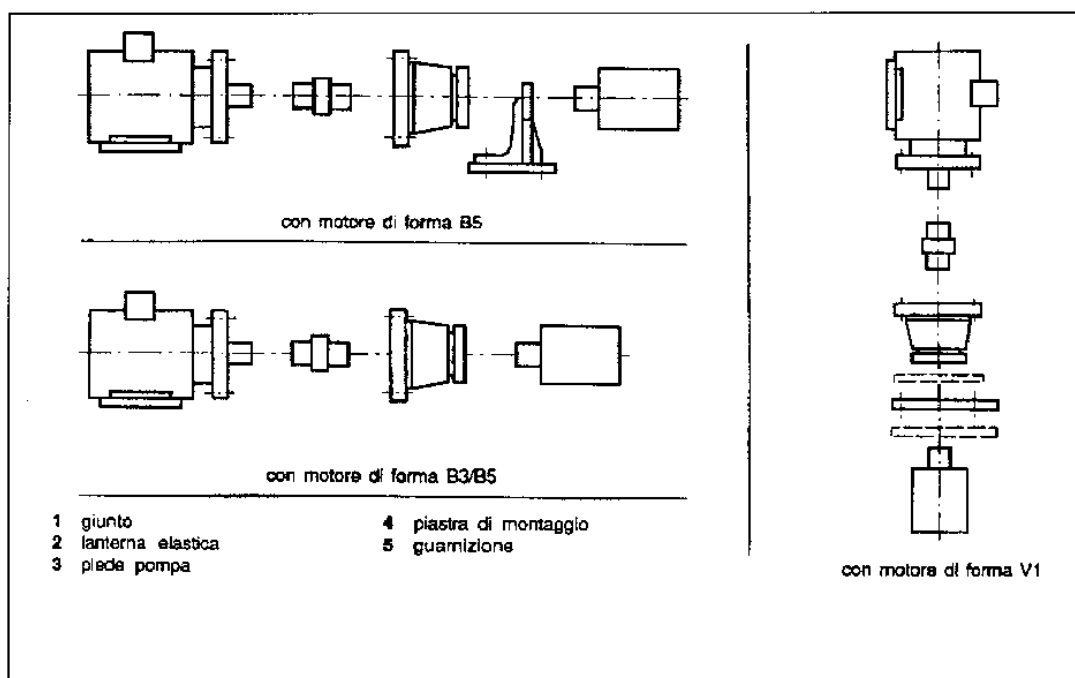


Fig. 11.1 - Struttura dei gruppi motopompa

11.1 RIDUZIONE DEL RUMORE

Le misure per la riduzione del rumore sono particolarmente efficaci ed economiche se si riesce ad influire direttamente sul suono via solido e via liquido. A questo scopo conviene redigere il cosiddetto "schema di flusso acustico", nel quale sono riportati i punti d'origine del suono, le relative vie di trasmissione e i probabili punti d'irraggiamento.

11.1.1 FLUSSO ACUSTICO

Negli azionamenti idraulici il suono via solido o via liquido proveniente da varie sorgenti è trasmesso lungo diversi percorsi e infine irraggiato da superfici differenti. Spesso i singoli componenti come il motore d'azionamento e la pompa, le valvole di comando e di regolazione e i distributori che controllano il flusso energetico ecc. sono montati sul serbatoio.

Le centrali oleodinamiche sono installate per lo più separatamente dalla macchina e collegate alle utenze con tubi rigidi e/o flessibili (Fig. 11.2). Se si traccia lo schema di flusso acustico di questo sistema d'azionamento si constata che soprattutto la pompa irraggia una notevole quantità di suono via aria, oltre ad eccitare suono via solido e via liquido. La trasmissione e la diffusione del suono via solido è il collegamento diretto della pompa con le valvole attraverso tubi rigidi. Per effetto dello stesso principio di funzionamento le pompe costituiscono sorgenti continue d'eccitazione acustica sotto forma di pulsazioni periodiche e quindi di suono via liquido, che si propaga all'intera rete delle tubazioni. Gli elementi riceventi di tali vibrazioni sono la pompa stessa, tutti i componenti collegati compresa la centrale oleodinamica e infine la macchina operatrice. Anche le strutture accoppiate come ad esempio i pavimenti e le pareti cui sono fissati i tubi, sono interessate al fenomeno. A loro volta tutti questi elementi riceventi irradiano suono via aria, la cui origine risiede sempre nel processo di mandata della pompa. Anche le valvole provocano suono via aria, via solido e via liquido. Quando si eseguono commutazioni dei distributori i flussi di liquido sono frenati o accelerati e da ciò nascono oscillazioni di pressione che si propagano all'impianto come suono via liquido. I distributori e le valvole di controllo pressione e portata possono generare anche dei sibili ad alta frequenza dovuti a fenomeni di turbolenza e di cavitazione nelle zone di strozzamento.

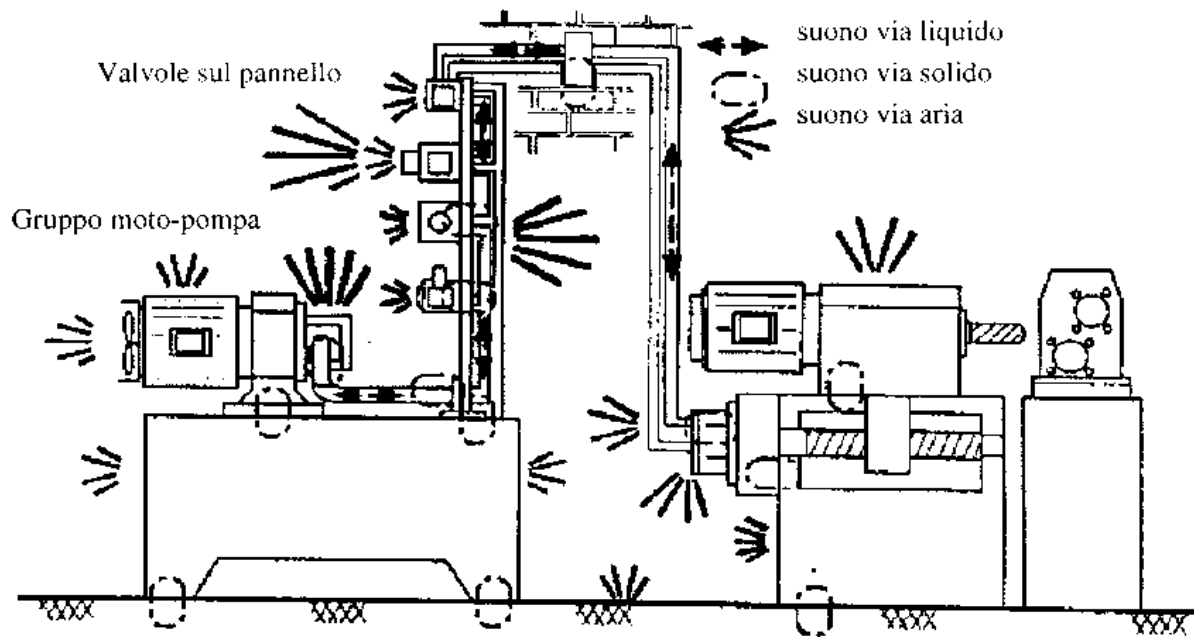


Fig. 11.2 – Flusso acustico in azionamenti e in comandi oleodinamici

11.1.2 POSSIBILITÀ DI RIDUZIONE DEL RUMORE

La dipendenza ora illustrata indica chiaramente su quali grandezze e su quali funzioni si può agire per ridurre il rumore. I punti su cui s'interviene per ridurre il rumore sono:

- Modifica delle forze eccitanti $F(f)$ mediante:
 - riduzione della loro ampiezza
 - allargamento della base dei tempi
 - scelta di principi di funzionamento a bassa rumorosità
- Aumento della resistenza d'ingresso mediante:
 - uso d'elementi isolanti e smorzanti come masse supplementari, elementi di gomma.
- Riduzione della propagazione del suono via solido e via liquido mediante:
 - eliminazione dei ponti acustici;
 - impiego d'elementi isolanti e/o smorzanti.
- Riduzione dell'irraggiamento sonoro mediante:
 - diminuzione delle superfici radianti;
 - creazione di corto circuiti acustici (lamiere forate).
- Riduzione della propagazione del suono via aria mediante:
 - adozione di cappe fonoassorbenti;
 - montaggio di silenziatori.

Nei sistemi oleodinamici sono impiegate praticamente tutte le misure elencate. Le più efficaci e spesso le più economiche sono quelle che influiscono direttamente sulle sorgenti acustiche. Poiché in genere le sorgenti dominanti in un sistema oleodinamico sono le pompe, se si vuole ridurre il rumore di un impianto occorre agire prevalentemente sui meccanismi responsabili delle emissioni acustiche (suono via aria, via solido, via liquido) della pompa stessa.

11.1.3 EMISSIONI ACUSTICHE DELLE POMPE E LORO RIDUZIONE

Nelle tabelle tecniche dei costruttori il rumore delle pompe è riportato in funzione della pressione, del numero di giri e della portata. Ma occorre considerare che oltre al rumore via aria irradiato direttamente, le pompe introducono nel sistema (centrale oleodinamica) anche un rumore via solido e via liquido. Per questa ragione il rumore dell'impianto è sempre maggiore di quello della sola pompa. Secondo l'impostazione costruttiva del sistema oleodinamico occorre mettere in conto un maggiore livello acustico da 5 a 10 dB(A). In generale vale però il principio che la centrale diventa automaticamente meno rumorosa se la pompa presa a sé presenta parametri acustici più bassi. La scelta della pompa rappresenta pertanto il primo decisivo passaggio per condizionare il rumore di un sistema. Esistono tre fattori fondamentali che influenzano rumore e che partono dai gruppi motopompa:

- suono irradiato direttamente nell'aria;
- generazione e immissione nel sistema di suono via solido;
- generazione e immissione nel sistema di suono via liquido.

Il peso dei tre fattori suddetti sulla formazione del rumore dell'impianto è molto variabile e dipende in ogni caso dalla struttura dell'impianto stesso. In generale si può affermare che tutti tre i fattori collaborano e interagiscono fra loro.

11.1.4 INFLUENZA DEL PROCESSO D'ASPIRAZIONE

Si noti che la realizzazione dell'adattamento di pressione dipende in modo essenziale anche dal grado di riempimento e dal contenuto d'aria nella camera di mandata. Se le camere non sono completamente riempite si aspira aria. Da ciò derivano pulsazioni di compressione di notevole ampiezza nonché urti dovuti a cavitazione. Per aspirare fluido senza turbolenza né bolle la centrale oleodinamica deve presentare le seguenti caratteristiche:

- serbatoio di grande volume;
- tubazione di ritorno più lontana possibile dalla tubazione d'aspirazione, setti di separazione nel serbatoio per creare percorsi stabilizzati;
- tubazione d'aspirazione a perfetta tenuta.

Le resistenze di flusso nella zona d'aspirazione devono essere evitate con l'impiego di tubi d'aspirazione corti e di grande diametro, evitando restringimenti e gomiti. Quando non è possibile evitare elevate resistenze di flusso nel tubo d'aspirazione, occorre impiegare pompe di sovralimentazione o di riempimento. I valori di pressione ammissibili indicati dal costruttore per il tubo d'aspirazione devono essere rispettati. Il tubo d'aspirazione e il tubo di ritorno non devono essere montati troppo vicini alla parete del serbatoio, rispettando una distanza di almeno 10 cm.

11.1.4.1 Montaggio con pompa immersa

Per ridurre il suono irraggiato direttamente via aria può essere utile montare la pompa all'interno del serbatoio (Fig. 11.3). In questo caso il motore elettrico è montato verticalmente sul coperchio del serbatoio. Un'apertura nel coperchio serve per introdurre nel serbatoio la pompa flangiata al motore,

che in tal modo può aspirare direttamente restando immersa nel liquido. Questa soluzione offre notevoli vantaggi per quanto riguarda il riempimento delle camere:

- la pompa può aspirare direttamente alla pressione $p_s \equiv \text{bar}$
- non esistono problemi di passaggio del tubo d'aspirazione attraverso il coperchio del serbatoio.

Questa soluzione presenta lo svantaggio della limitazione alle possibilità di manutenzione e d'intervento sulla pompa: occorre smontare il coperchio dal serbatoio.

11.1.4.2 Premessa per una piena efficacia

La distanza rispetto alle pareti del serbatoio deve essere maggiore di 0,5 m. La campana d'accoppiamento tra pompa e motore deve essere adatta ad isolare la propagazione del rumore e delle vibrazioni. Questi accorgimenti risultano particolarmente efficaci quando il rumore del gruppo d'azionamento è determinato direttamente dal suono via aria irradiato dal gruppo motopompa.

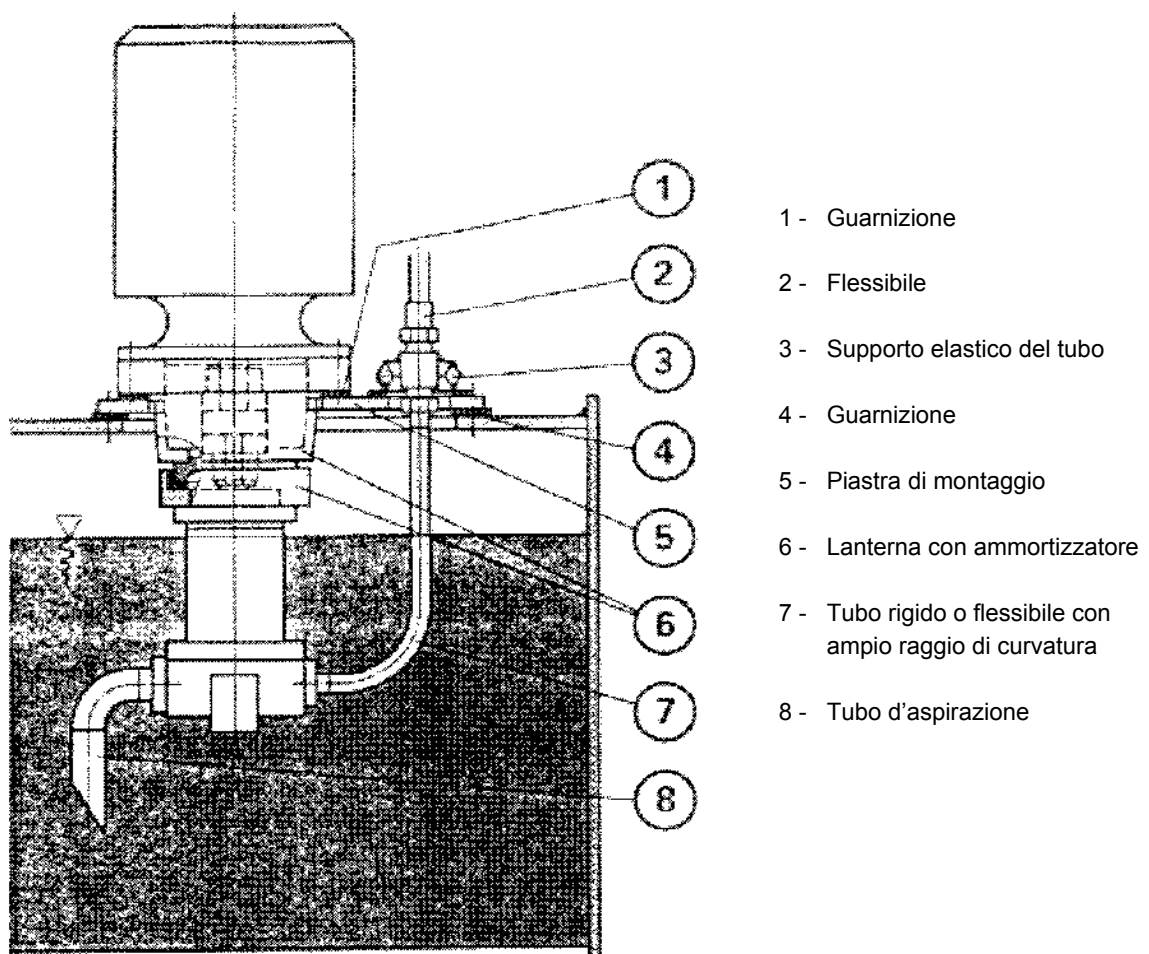


Fig. 11.3 – Gruppo motopompa con forma V1, esecuzione a bassa rumorosità

11.1.5 MOTORI ELETTRICI

Nella disposizione con pompa immersa il suono via aria irraggiato direttamente dal motore elettrico può propagarsi senza impedimento. A questo proposito occorre considerare che i motori elettrici generano livelli acustici analoghi a quelli delle pompe da essi azionati, presentando però il vantaggio di una distribuzione di frequenza non appariscente e a larga banda. Agli effetti della riduzione del rumore ciò significa che anche il motore elettrico va preso nella debita considerazione. In commercio si possono trovare motori elettrici di tipo selezionato con emissione acustica ottimizzata dei cuscinetti e del ventilatore. Se ciò non basta occorre pensare all'applicazione di una protezione insonorizzante.

11.1.6 RIDUZIONE DELLA PROPAGAZIONE DEL SUONO VIA SOLIDO

Negli azionamenti e nei comandi i singoli componenti sono spesso riuniti in gruppi funzionali montati sul serbatoio. Il collegamento tra i gruppi e da questi alla macchina è eseguito con tubi rigidi e/o flessibili. Il gruppo motopompa comprendente motore elettrico, pompa e basamento è avvitato sul coperchio del serbatoio. Le vibrazioni di questo gruppo sono facilmente trasmessa come suono via solido alle grandi superfici costituite dal coperchio e dalle pareti del serbatoio. Un ulteriore ponte acustico per il suono via solido si crea quando il gruppo motopompa è collegato rigidamente con il gruppo delle valvole attraverso tubi. Particolarmente sfavorevole agli effetti acustici è il montaggio delle valvole su un pannello verticale. Per ridurre il rumore occorre interrompere i seguenti punti acustici:

- pompa - basamento - motore elettrico
- gruppo d'azionamento - serbatoio
- gruppo d'azionamento - gruppo valvole

La Fig. 11.4 mostra varie possibilità d'accoppiamento tra motore elettrico e pompa. Nel caso di Fig. 11.4A la coppia di reazione tra pompa e motore si scarica sul basamento comune. Le vibrazioni della pompa e del motore sono quindi trasmesse tramite il basamento e il suo montaggio rigido sul serbatoio sotto forma di suono via solido. Data la grandezza delle superfici d'irraggiamento acustico e la forte eccitazione, il serbatoio diviene la sorgente acustica determinante per la formazione del rumore. In Fig. 11.4B è rappresentato il metodo di disaccoppiamento. L'appoggio del basamento su elementi di gomma riduce sostanzialmente l'eccitazione acustica via solido del serbatoio. A questo proposito occorre fare particolare attenzione ad assicurare libertà di movimento dell'appoggio elastico lungo tutti tre gli assi. Se, infatti, il basamento è avvitato al coperchio del serbatoio attraverso i supporti elastici, il previsto effetto di disaccoppiamento va in gran parte perduto. La figura 11.4C illustra una disposizione con flusso di forza modificato. In questo caso la pompa è collegata al motore elettrico tramite una lanterna intermedia rigida, mentre il motore è collegato al basamento tramite una mensola. Il flusso di coppia tra pompa e motore attraversa solo una zona ristretta e rigida, mentre il basamento rimane fuori del flusso di coppia e può quindi trasmettere solo le vibrazioni del gruppo d'azionamento nel suo insieme. Una regola fondamentale tra i provvedimenti di natura costruttiva destinati alla riduzione del rumore è:

11.1.6.1 *Non portare a spasso le forze!*

La disposizione di Fig. 11.4C è più conveniente di quella illustrata in Fig. 11.6A. Ciononostante anche nel caso di Fig. 11.4 C è conveniente disaccoppiare la trasmissione acustica tra basamento e serbatoio.

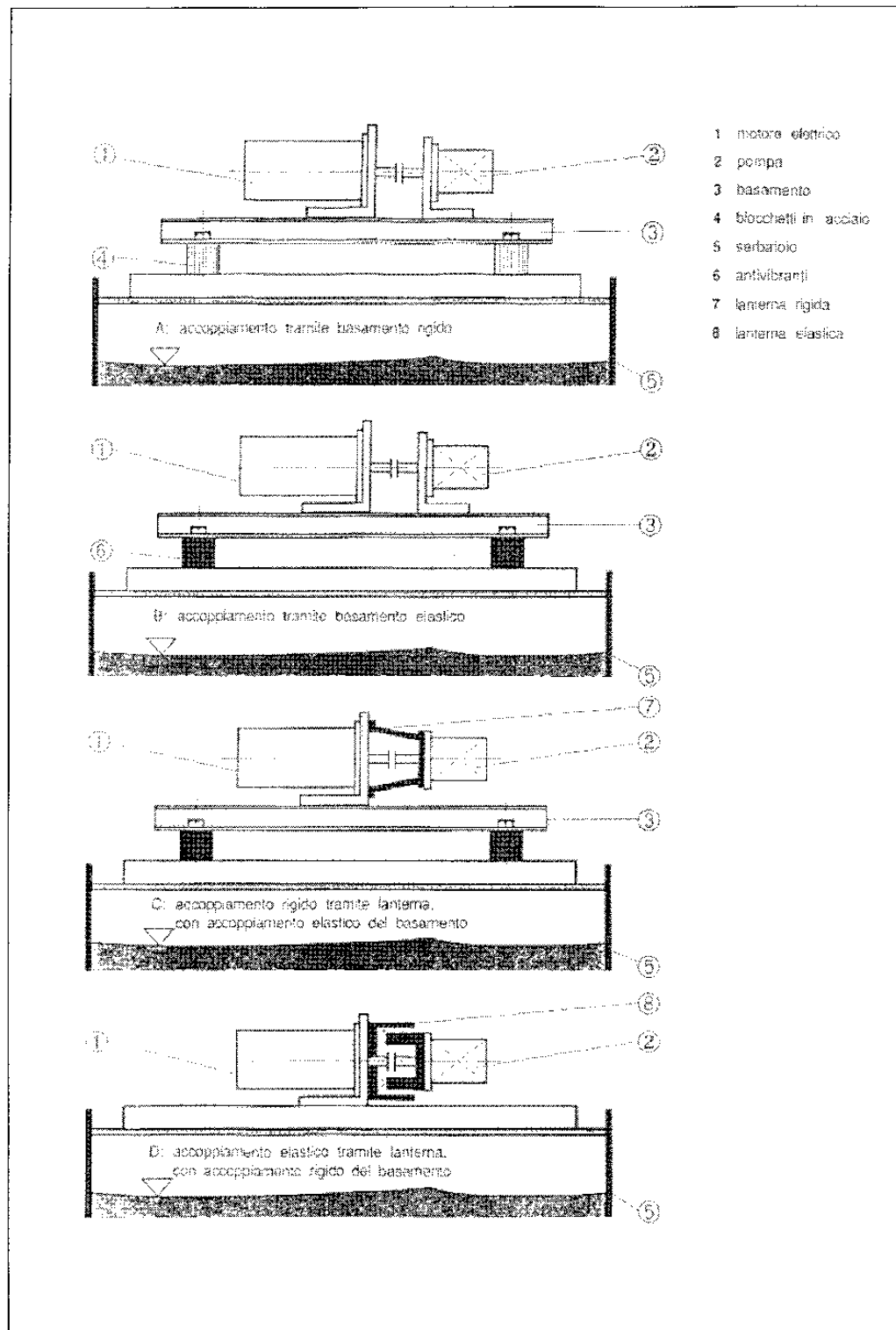


Fig. 11.4 – Disaccoppiamento acustico via solido tra pompa, motore elettrico, mensola, serbatoio

Una soluzione alternativa è ottenibile sostituendo la lanterna rigida con una lanterna elastica (Fig. 11.4D). Questa misura è raccomandabile soprattutto quando non si può ottenere il disaccoppiamento tra supporto pompa e motore nei confronti del serbatoio nel modo illustrato. La lanterna elastica e il giunto d'accoppiamento devono essere reciprocamente compatibili dal punto di vista cinematico. In caso di supporti troppo morbidi il peso della pompa provoca spostamenti rispetto

all'asse del giunto e quindi tensione e rumori. Anche l'adozione di un giunto elastico rappresenta un'ulteriore misura di disaccoppiamento acustico. L'efficacia di tutte le misure sopra descritte vengono però ridotta drasticamente se esistono altri ponti acustici tra pompa e serbatoio, costituiti ad esempio da tubi di mandata, d'aspirazione, di drenaggio e di ritorno. I passaggi di qualunque tipo attraverso il coperchio destinati a condotte d'aspirazione e a condotte di drenaggio e di ritorno devono essere abbondantemente dimensionati. Le guarnizioni di tenuta devono essere molto morbide. Occorre accertarsi che i tubi non possano trasmettere le loro vibrazioni al coperchio del serbatoio. Bisogna infine assicurare una distanza di almeno 10 cm tra i passaggi suddetti e le pareti del serbatoio (Fig. 11.3 e 11.5).

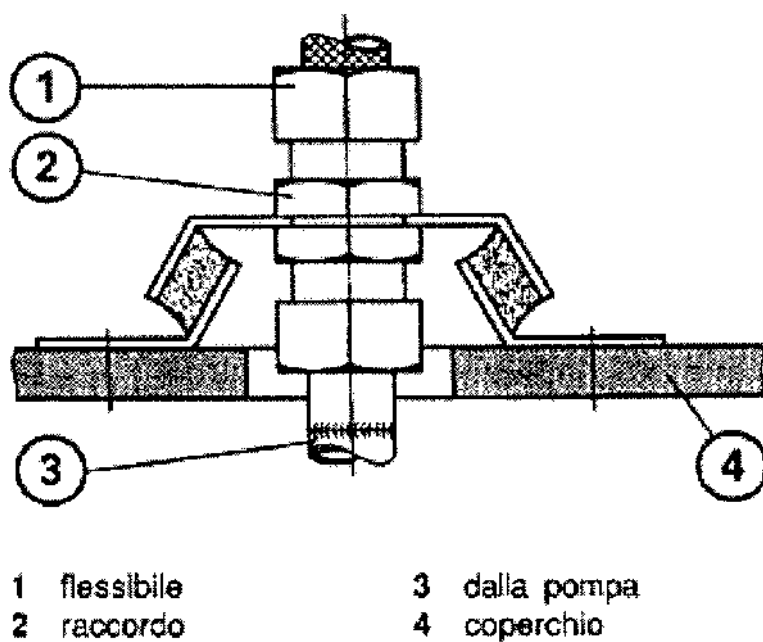


Fig. 11.5 - Attraversamento elastico del tubo

1 VALVOLE DI SICUREZZA

Sono anche denominate valvole di massima o limitatrici di pressione (relief valve). Per comprendere più facilmente il concetto di funzionamento della valvola di sicurezza, analizziamo innanzi tutto il significato del simbolo che la rappresenta (Fig. 12.1). Questo simbolo lo possiamo considerare derivato da una valvola come rappresentata nella Fig. 12.2, dove la freccia indicante il senso di passaggio del flusso sia un cursore con foro trasversale tenuto in basso da una molla e spinto, dalla pressione in entrata, nella posizione di collegamento tra l'entrata e lo scarico. In pratica le forme costruttive sono notevolmente diverse da questa che ha reso facilmente intuibile il significato della simbologia, come vedremo ancora, in particolare, trattando le valvole riduttrici di pressione.

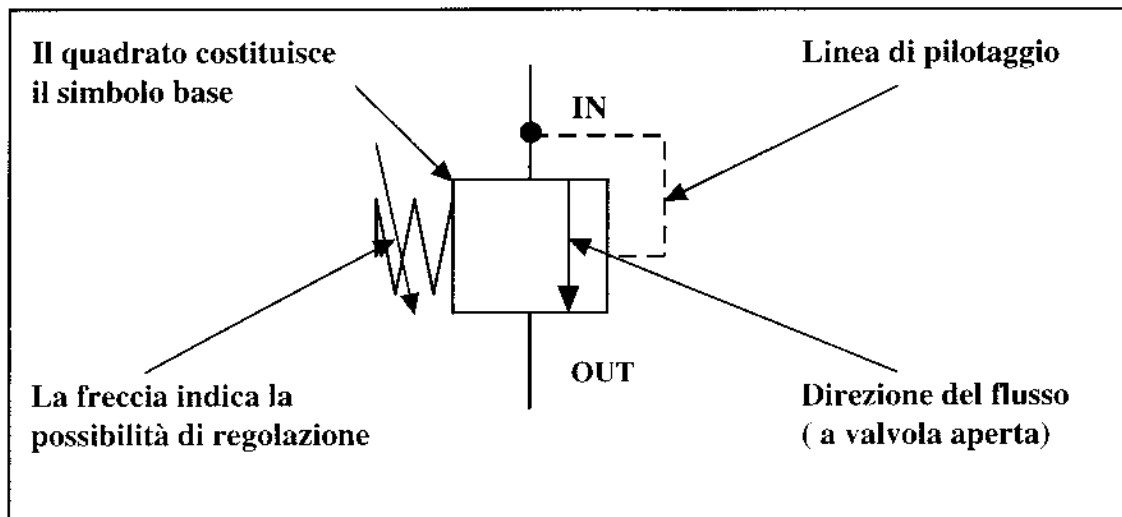


Fig. 12.1 - Valvola limitatrice di pressione

Le valvole di sicurezza possono essere adoperate per proteggere le diverse apparecchiature di un circuito contro i sovraccarichi o per limitare la forza o la coppia erogate da un attuatore lineare o rotativo ma, soprattutto hanno la funzione di limitare la pressione massima sulla mandata della pompa. In Fig. 12.3 è schematizzato un tipo semplice di valvola di sicurezza; essa è installata in modo che un attacco sia in comunicazione con la linea in pressione, l'altro col serbatoio. La sfera è mantenuta nella sua sede da una molla, il cui carico può essere variato mediante una vite di regolazione. Se la pressione all'entrata della valvola è sufficiente per vincere la forza esercitata dalla molla, la sfera rimane nella sua sede e la valvola è chiusa come rappresentato.

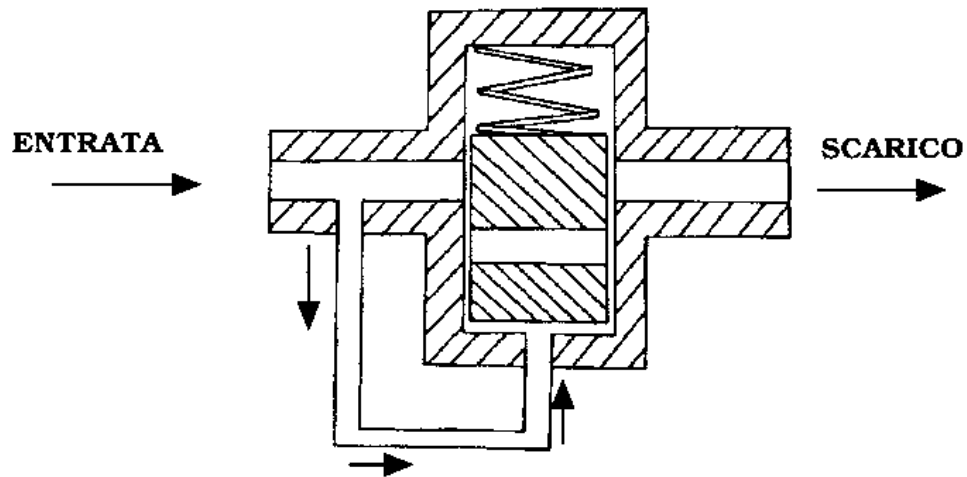


Fig. 12.2

La sfera impedisce il passaggio del liquido. Se la pressione all'entrata della valvola è superiore alla pressione di taratura, la sfera si solleva dalla sua sede e la valvola si apre; il liquido passa dalla linea di pressione al serbatoio, attraversando la valvola. Questa sottrazione di portata impedisce ogni ulteriore aumento di pressione nella linea interessata.

Quando la pressione scende ad un valore inferiore alla pressione di regolazione, (o pressione di taratura), la molla rimanda la sfera sulla sua sede e la valvola si richiude. Il valore della pressione dal quale la valvola comincia a lasciare passare del liquido è chiamato "pressione d'apertura". A causa dell'elasticità della molla, la pressione di piena portata è superiore alla pressione d'apertura. Questa condizione è chiamata "margine di sovrappressione". Il difetto della valvola semplice descritta è che, per una data taratura, il margine di sovrappressione è relativamente elevato.

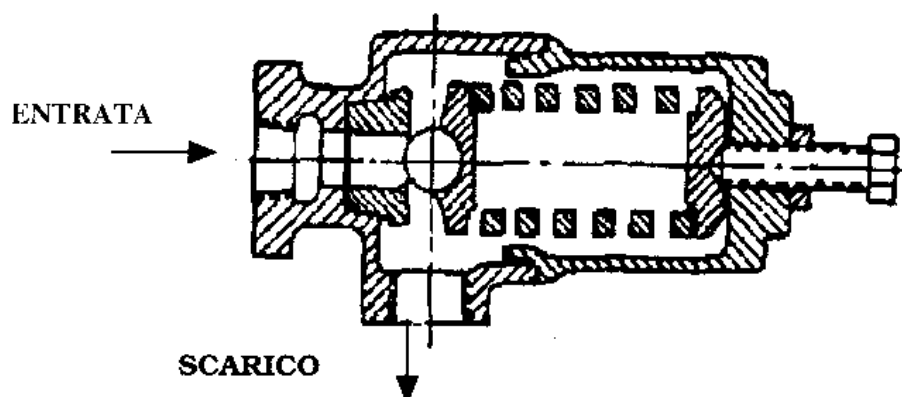


Fig. 12.3

1.1 VALVOLE DI SICUREZZA PILOTATE

Per eliminare l'inconveniente di una certa instabilità e dell'elevato margine di sovrappressione che presentano le valvole di sicurezza del tipo "diretto", nella condizione limite tra apertura e chiusura, sono state ideate le valvole "pilotate" il cui funzionamento è illustrato con la Fig. 12.4.

Il passaggio (C) nel pistone (1) mantiene questo in equilibrio idraulico. Quando la pressione d'entrata è inferiore alla pressione di taratura, la valvola resta chiusa come rappresentato in Fig. 12.4A. La molla (2) fa rimanere il pistone nella sua sede. La taratura della valvola è determinata mediante la regolazione della forza esercitata dalla molla (3) contro lo spillo (4). Il passaggio (D) permette alla pressione regnante sopra il pistone (1) di agire sullo spillo (4). Quando la pressione all'entrata della valvola supera il valore di taratura, la pressione regnante nel passaggio (D) vince la forza esercitata dalla molla (3) e lo spillo (4) è così sollevato dalla sua sede e il liquido passa attraverso i passaggi (C) e (D), fino all'orifizio di drenaggio.

Il pistone (1) si solleva dalla sua sede (Fig. 12.4B) non appena la spinta, creata dal salto di pressione attraverso la strozzatura (C), supera la forza della molla (2). Ciò permette al liquido di passare per l'orifizio di scarico e ritornare al serbatoio. Si ottiene così una limitazione della pressione di funzionamento. In genere le valvole di sicurezza di tipo "pilotato", hanno un margine di sovrappressione meno grande delle valvole semplici di medesima capacità. Una valvola di sicurezza limitatrice di pressione è necessaria in tutti i circuiti utilizzando una pompa volumetrica; abitualmente è installata il più vicino possibile alla pompa. La valvola di sicurezza può essere anche usata per limitare la pressione in una porzione del circuito isolata dal resto del sistema da altre valvole di controllo.

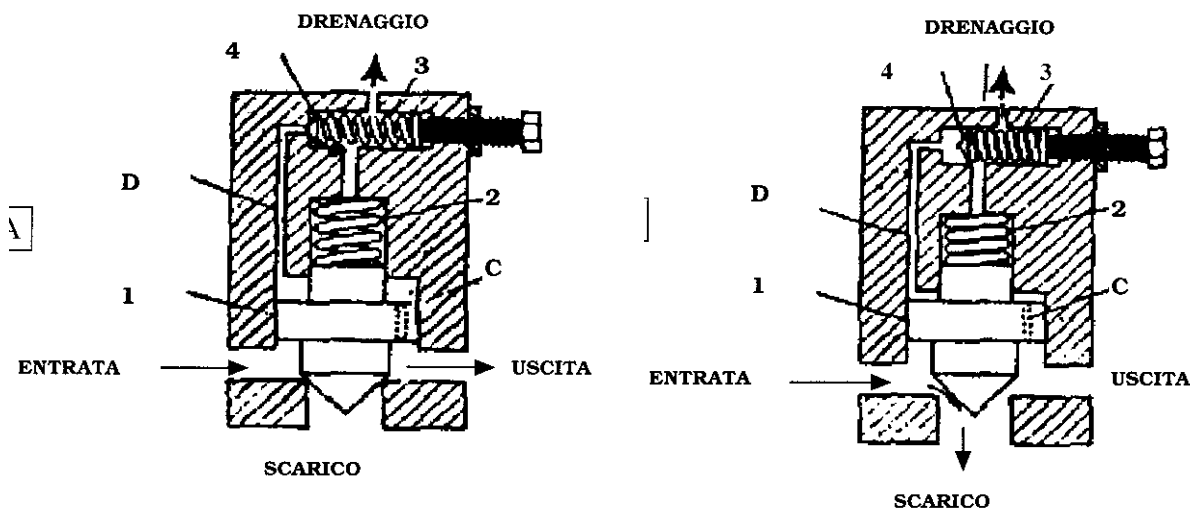


Fig. 12.4

1.2 VALVOLE DI MASSIMA PRESSIONE SERIE R4V

1.2.1 DESCRIZIONE

Le valvole di massima pressione serie R4V sono del tipo pilotato e sono realizzate secondo il sistema a cartuccia DENISON. Ciò permette di ottenere valvole a basso tempo di risposta con funzionamento dolce ed esente da colpi. La soluzione a cartuccia permette inoltre, eliminando il corpo della valvola, la facile inserzione in blocchi oleodinamici. L'accuratezza delle lavorazioni e la rigorosa selezione delle tolleranze, garantiscono un'affidabilità e una stabilità della regolazione eccezionali. Tutte le valvole di massima pressione serie R4V sono provviste d'attacco per il pilotaggio esterno e dell'eventuale drenaggio esterno. La versatilità delle valvole serie R4V permette il funzionamento con fluidi speciali o ininflammabili. I passaggi interni, ben studiati, garantiscono il funzionamento con bassi valori di perdite di carico.

1.2.2 FUNZIONAMENTO

(Fig. 12.5)

La pressione di linea, dalla bocca d'entrata, alimenta, attraverso l'**orifizio di pilotaggio** calibrato posto in derivazione alla bocca stessa e il **pistoncino ausiliario** forato di controllo situato nella testa pilota, la camera della molla dell'**otturatore principale**. La medesima pressione agisce quindi anche sul **cono pilota** della testa pilota che è mantenuto in sede dal carico della **molla antagonista di regolazione**. In condizioni statiche quindi l'**otturatore principale**, trovandosi soggetto alla medesima pressione sui due lati, risulterà bilanciato e sarà mantenuto in posizione di chiusura dal carico della propria molla. Quando la pressione aumenta e vince il carico della **molla di regolazione**, il **cono pilota** si apre permettendo al fluido di pilotaggio di scaricarsi al serbatoio. Questa quantità d'olio di pilotaggio, in verità, deve passare prima attraverso il foro di strozzamento del **pistoncino ausiliario** dove subisce una caduta di pressione.

La pressione davanti al **cono pilota** si riduce lievemente, ed il **cono pilota** si chiuderebbe di nuovo, se il **pistoncino ausiliario**, alimentato dalla parte sinistra con la pressione d'esercizio, e nella parte destra con la pressione ridotta, non premerebbe sul cono stesso impedendone così la chiusura sulla **sede pilota**. Questa pressione ridotta ora agisce nella camera della molla dell'**otturatore principale** e trova rapidamente il suo equilibrio nel pistoncino ausiliario grazie alla maggiore pressione d'esercizio nella bocca d'entrata. L'**otturatore principale** apre quindi al valore di pressione impostato, poiché, dopo il primo esiguo deflusso d'olio di pilotaggio, davanti al **cono pilota** e nella camera della molla dell'**otturatore principale** agisce una pressione lievemente ridotta e quindi si stabilisce un equilibrio di forze grazie alla maggiore pressione d'esercizio che agisce sull'**otturatore principale**.

La "**pressione d'apertura**" è quindi estremamente ridotta (Fig. 12.6).

Un ulteriore piccolo aumento della pressione in entrata vince il carico della molla principale permettendo l'apertura dell'**otturatore principale** e collegando la bocca d'entrata a quella d'uscita. In queste condizioni la valvola limita la pressione nel circuito al valore di taratura.

La presenza del **pistoncino ausiliario** migliora notevolmente il comportamento del Δp in funzione della portata Q che attraversa la valvola. Infatti, il **pistoncino ausiliario** ha un diametro leggermente maggiore rispetto al diametro della **sede pilota**. Le pressioni dinamiche agiscono tramite l'**orifizio di pilotaggio** sul **pistoncino ausiliario**, ed esso preme sul **cono pilota** con una forza maggiore, in direzione di apertura, più di quanto corrisponderebbe alla regolazione vera e propria della **molla di taratura**. Il **cono pilota** tende quindi a sollevarsi maggiormente dalla **sede pilota** permettendo di

scaricare una maggiore quantità di olio di pilotaggio e quindi la pressione della camera della molla dell'**otturatore principale** è ulteriormente ridotta in maniera esigua. Alla maggiore portata Q , che attraversa la valvola, si oppone una ridotta resistenza dell'**otturatore principale** (Fig. 12.6)

Mediante il volantino di regolazione è possibile cambiare la taratura della valvola. Il funzionamento in regime dinamico è estremamente stabile grazie ai dispositivi di smorzamento e ai ben studiati rapporti delle aree.

rapporti delle aree.

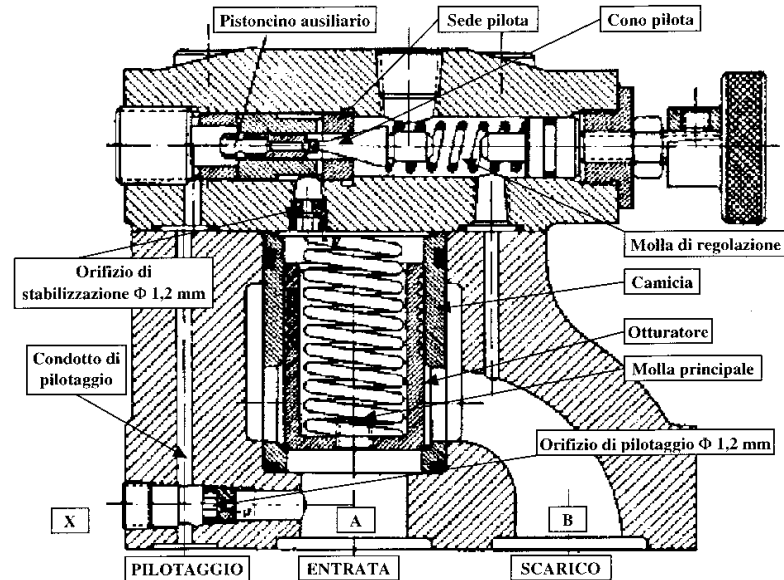


Fig. 12.5

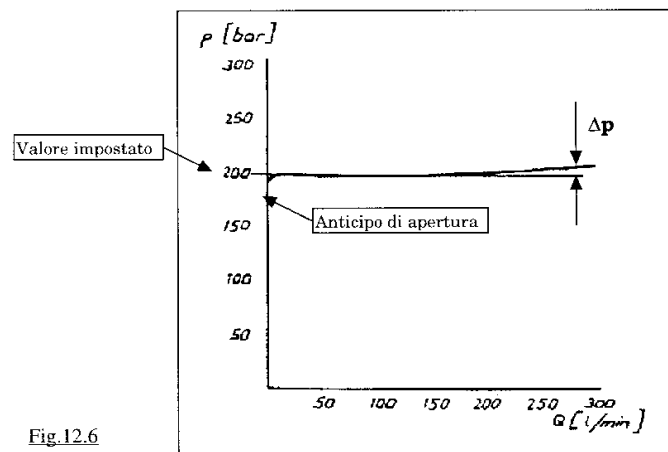


Fig. 12.6

1.3 PILOTAGGIO A SCARICO DELLE VALVOLE DI SICUREZZA

La stessa valvola di sicurezza del tipo a pistone bilanciato illustrata nella Fig. 12.5 può essere comandata in apertura per mezzo di un pilotaggio esterno. Il comando di apertura consiste semplicemente nel collegare a scarico (al serbatoio) l'attacco pilota "X".

L'**otturatore principale** risulta sbilanciato e si sposta in alto collegando l'entrata con lo scarico, ottenendo cioè lo stesso funzionamento come nel caso di apertura della valvola al raggiungimento della massima pressione di taratura. In questo caso però l'olio passa direttamente dall'entrata allo scarico praticamente senza un apprezzabile valore di pressione, per questo non si verifica riscaldamento.

1.4 MESSA A SCARICO MEDIANTE ELETTRODISTRIBUTORE

Si tratta della medesima valvola illustrata in precedenza, cui è stato aggiunto un distributore 2/2 (Fig. 12.7).

Nella posizione di riposo indicata, il distributore seziona il canale a monte del cono di pilotaggio e mette in collegamento la camera della molla dell'otturatore principale con il serbatoio. Il fluido, contrastato dalla forza della molla principale (3 bar ca.) può scaricarsi nel serbatoio quasi senza pressione.

Grazie all'integrazione del distributore, si ha la possibilità di realizzare in modo relativamente semplice, mediante un segnale di pilotaggio, un ricircolo quasi senza pressione.

Citiamo quali esempi di possibili applicazioni, l'avviamento senza pressione di una pompa, oppure in caso di fermata di un impianto, un ricircolo senza pressione che riduce al minimo le perdite.

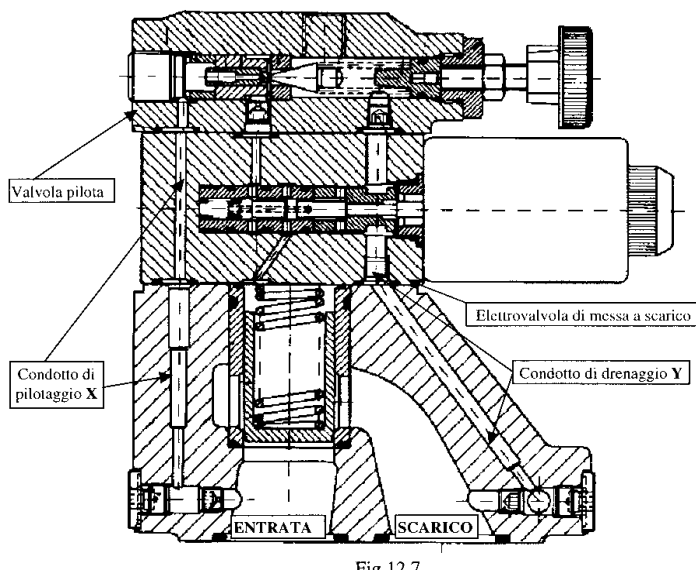


Fig. 12.7

2 VALVOLE DI RITEGNO

Anche se esistono svariati tipi di valvole di ritegno, le più correntemente usate sono quelle che permettono il passaggio libero del flusso in un senso e lo bloccano nel senso opposto. Vengono frequentemente anche usati due tipi derivanti dalla valvola di ritegno semplice e sono quelle con strozzatura incorporata e con comando pilota di sbloccaggio (ved.cap.28 - Valvole di ritegno pilotate).

2.1 VALVOLE DI RITEGNO SEMPLICI

La forma costruttiva della valvola di ritegno semplice può essere "diritta (Fig. 13.1) o "ad angolo retto" (Fig. 13.2), secondo la posizione dei fori d'attacco.

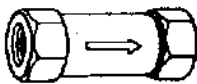


Fig. 13.1

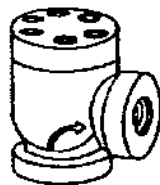


Fig. 13.2

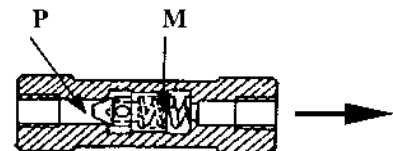


Fig. 13.3

Il funzionamento della valvola di ritegno è identico per le due forme costruttive (figg.13.3 e 13.4) perché l'olio entrando nel senso della freccia solleva il pistone P dalla propria sede, vincendo la forza opposta dalla molla M che, normalmente, è di soli pochi daN, sufficienti ad assicurare la chiusura della valvola indipendentemente dalla posizione di montaggio. Sono previste tuttavia delle molle che richiedono una forza più elevata d'apertura, da usare quando, in determinate applicazioni, è necessario mantenere una pressione pilota minima. Nel senso inverso alla freccia il flusso d'olio è bloccato perché oltre alla forza della molla, anche la pressione spinge il pistone P contro la propria sede. La scelta del tipo di valvola di ritegno, diritta oppure ad angolo retto, è determinata oltre che dalla maggiore facilità d'installazione in relazione alla disposizione delle tubazioni, principalmente dal valore della velocità prevista dell'olio attraverso la valvola. Per elevate velocità è consigliabile l'uso delle valvole ad angolo retto perché causano una minore perdita di carico perché, quando sono aperte, il pistone P rientra completamente nel corpo superiore e lascia totalmente libera la massima sezione di passaggio.

La Fig. 13.5 riporta la rappresentazione simbolica della valvola di ritegno.

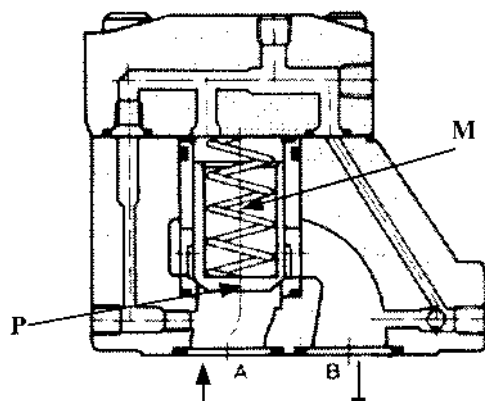


Fig. 13.4

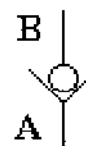


Fig. 13.5

3 VALVOLE DISTRIBUTRICI

Le valvole trattate in questo paragrafo servono per controllare la direzione del flusso in un circuito, che a sua volta comanda, ad esempio, i movimenti di un pistone o di un motore. Esse sono normalmente del tipo a cursore scorrevole e sono classificate nei tipi a 2 o a 4 vie. Il tipo più comunemente usato è quello a 4 vie; in esso, in qualsiasi delle due posizioni estreme si trovi il cursore, un attacco d'utilizzazione è collegato con l'attacco della pressione, l'altro con lo scarico. Un distributore è costituito essenzialmente dal corpo parallelepipedo ottenuto per fusione, dal cursore scorrevole e dai dispositivi che comandano il movimento del cursore. Il cursore è alloggiato, con stretta tolleranza d'accoppiamento, nella camera cilindrica che attraversa longitudinalmente il corpo. I risalti del cursore suddividono la camera cilindrica in tante camere separate. Gli attacchi del corpo comunicano con queste camere in modo che la posizione del cursore determina quali attacchi sono in comunicazione fra loro e quali no.

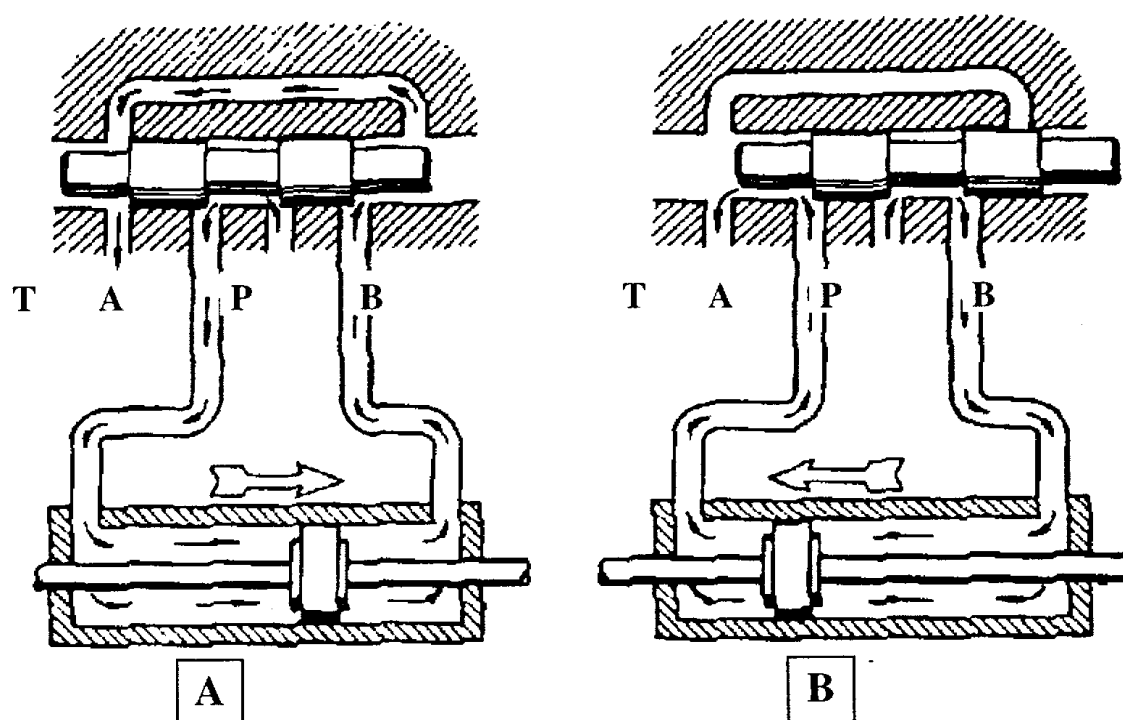


Fig. 14.1

Gli spostamenti del cursore possono essere effettuati in vario modo: manualmente, meccanicamente, elettricamente o idraulicamente o con un sistema misto. La Fig. 14.1 schematizza le

condizioni di distribuzione possibili, secondo la posizione del cursore. I quattro attacchi sono denominati: **P** in comunicazione con la sorgente di portata, **T** con lo scarico **A** e **B** in comunicazione con le due camere di un cilindro, oppure con gli attacchi di un motore o di altre apparecchiature. Quando il cursore è posizionato come in Fig. 14.1A, l'olio in pressione passa dall'attacco **P** all'attacco **A** e da **A** alla camera di sinistra del cilindro e spinge quindi il pistone verso destra, mentre l'olio espulso dalla camera di destra del cilindro va al serbatoio attraverso gli attacchi **B** e **T** del distributore. La figura 14.1B mostra invece la condizione contraria in cui il pistone si muove verso sinistra. In tabella 10 sono descritti alcuni dei metodi secondo cui possono essere classificati i distributori. Infatti, sono identificabili in base alle seguenti caratteristiche:

- numero delle posizioni del cursore;**
- numero delle vie aperte all'olio nelle posizioni estreme;**
- percorso seguito dall'olio nella posizione centrale o intermedia, tipo del dispositivo di comando;**
- modo secondo cui è effettuato il ritorno del cursore.**

3.1 DISTRIBUTORI A QUATTRO VIE A COMANDO MANUALE

Sono impiegati ove è richiesto un controllo manuale della direzione del flusso. Il cursore è spostato muovendo a mano una leva (Fig. 14.3). Nei modelli con molla di richiamo, il cursore è normalmente nella sua posizione estrema "fuori" e può essere spostata nell'altra posizione estrema "dentro", spingendo la leva di comando verso la valvola. Una volta lasciata libera la leva, l'azione della molla riporta automaticamente in posizione "fuori" sia la leva sia il cursore. Nei modelli a due posizioni senza molla, il cursore rimane fermo nell'ultima delle due posizioni in cui è stato spostato, fino a che non è nuovamente spostato a mano mediante la leva di comando. Nei tipi a tre posizioni senza molle, il cursore è trattenuto in posizione da un nottolino di fermo, anche dopo che è cessata l'azione della leva. Nei tipi a tre posizioni con molla di richiamo, il cursore è spostato nelle posizioni estreme dalla leva e richiamato in posizione centrale dalle molle appena cessa l'azione sulla leva. Lo stesso criterio costruttivo si adatta ai distributori azionati meccanicamente tramite opportuni leveraggi; sono solitamente utilizzati per azionamenti su veicoli industriali ribaltabili e su macchine agricole operatrici.

Classificazione		Caratteristiche di funzionamento.
Passaggi	A due vie	Permette il passaggio dell'olio nelle due differenti direzioni a seconda delle due posizioni esterne del cursore.
	A quattro vie	Permette il passaggio dell'olio nelle due differenti direzioni a seconda delle quattro posizioni esterne del cursore.
Comandi	Manuale	Il cursore è azionato manualmente.
	Pressione pilota	Il cursore è azionato dalla pressione pilota (Idraulica o pneumatica).
	Solenoidi	Il cursore è azionato mediante l'eccitazione di un solenoide.
	Solenoidi e pressione pilota	L'eccitazione del solenoide permette lo spostamento del cursore pilota incorporato, il quale fa agire la pressione pilota sul cursore principale.
Posizione del cursore	A due posizioni	Il cursore ha due posizioni di lavoro.
	A tre posizioni	Il cursore ha due posizioni di lavoro più una posizione intermedia o "centrale".
Molle	Molla di richiamo	L'azione della molla riporta automaticamente il cursore nella sua posizione normale, non appena cessa la forza che l'ha spostato (solamente nei distributori a due posizioni).
Molle	Senza molle	Lo spostamento del cursore non è condizionato dall'azione di una molla. Il movimento è controllato da una forza qualsiasi e il cursore resta nella posizione desiderata (distributori a due o tre posizioni) solamente il tipo a tre posizioni possiede un dente di arresto.
	Molla di centraggio	L'azione della molla riporta automaticamente il cursore al centro, non appena cessa la forza che l'ha spostato (solamente nel distributore a tre posizioni).
Cursore	1. centro aperto 2. centro chiuso 3. centro tandem 4. centro parzialmente chiuso 5. centro semiaperto	Questi cinque cursori sono tra i più comuni. Riferirsi agli schemi raffiguranti i passaggi dell'olio quando il cursore è al centro (distributori a tre posizioni) e quando è in posizione intermedia (distributori a due posizioni).

Tab.10 - Classificazione dei distributori

3.2 ELETTROVALVOLE

È la denominazione di uso corrente per le valvole distributrici il cui azionamento è effettuato tramite elettromagneti (solenoidi), ormai di uso generalizzato negli azionamenti oleodinamici con cicli automatizzati controllati elettricamente. I solenoidi sono di vario tipo e il relativo funzionamento è analizzato nel seguito.

Le caratteristiche fondamentali che definiscono le valvole distributrici sono:

la portata massima ammessa;
la pressione massima d'esercizio.

Questi due parametri condizionano la struttura stessa delle valvole distributrici e, in particolare per le elettrovalvole, ne determinano la classificazione tra:

elettrovalvole a comando diretto; elettrovalvole idropilotate.

Le elettrovalvole a comando diretto hanno subito una continua evoluzione, ottenendo delle caratteristiche ottimali di affidabilità e di garanzia di flusso fino a 140 l/min., con ridotte perdite di carico (Fig. 14.2). I solenoidi a bagno d'olio, per i tipi a corrente continua, consentono un funzionamento silenzioso e con valori di spinta aventi ampi margini di sicurezza, nei punti critici del movimento del cursore e cioè in corrispondenza dei tagli di vena, nei confronti della spinta delle molle. Le elettrovalvole pilotate sono normalmente indicate e montate come apparecchiature singole (Fig. 14.3), pur essendo costituite da due distinti componenti oleodinamici. Consistono di un distributore principale a cursore pilotato idraulicamente, e di un distributore ad azionamento elettromagnetico diretto, montato solidalmente. Il cursore principale, quando non interviene il segnale di pressione imposto dall'elettrovalvola, è normalmente posizionato da molle. All'eccitazione di uno degli elettromagneti della valvola pilota (Fig. 14.4), questa invia l'olio in pressione, presente nella linea di pilotaggio **Pp**, ad una delle camere di pilotaggio e, permettendo il contemporaneo drenaggio dell'altra, impone al cursore principale uno spostamento. Il movimento, di corsa definita, del cursore principale comporta una commutazione dei collegamenti idraulici nel corpo principale (figg.14.5 e 14.6). E' evidente che, affinché tale commutazione avvenga, l'olio che arriva alla camera di pilotaggio, proveniente dalla linea **Pp**, deve essere a pressione sufficiente da provocare lo spostamento del cursore vincendo le resistenze delle molle di posizionamento, delle forze idrauliche, di inerzia, e di attrito. Onde evitare l'installazione di tubi supplementari si deriva mediante condotti interni alla valvola la linea **Pp** dalla linea **P** del corpo principale, quando ciò sia consentito dal regime di pressione alla bocca **P**. La velocità di spostamento del cursore principale, e quindi la velocità di commutazione dei collegamenti idraulici, dipende, a parità di forze resistenti, dalla pressione differenziale agente assialmente sul cursore. Supponendo la portata d'olio a disposizione per il pilotaggio sufficiente in ogni condizione, la velocità di commutazione dipende essenzialmente dalla pressione presente nella linea **Pp** e dalla contropressione che si crea nella camera a scarico durante il movimento del cursore. Per effettuare una regolazione dei tempi di commutazione si agisce su appositi strozzatori regolabili posti sulle linee di drenaggio delle camere di pilotaggio per creare una voluta contropressione (Fig. 14.7).

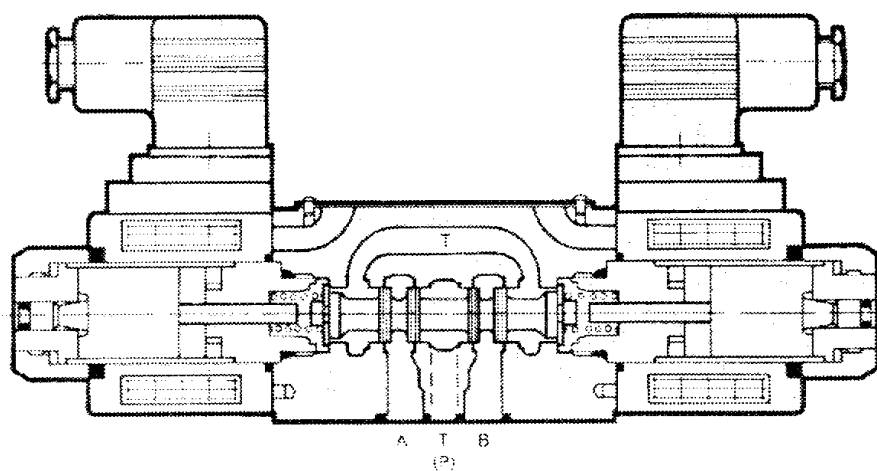


Fig. 14.2

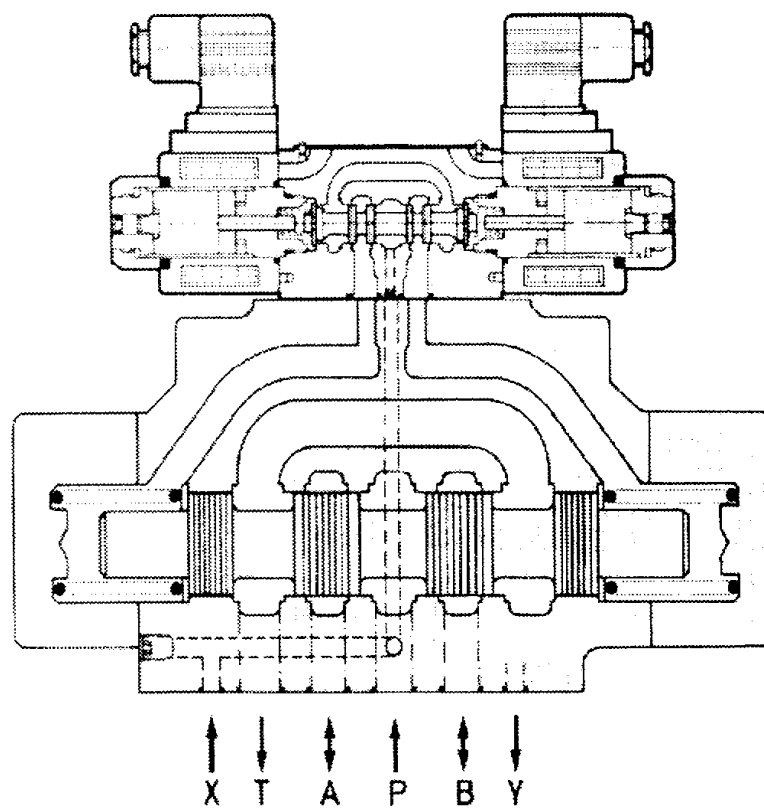


Fig. 14.3

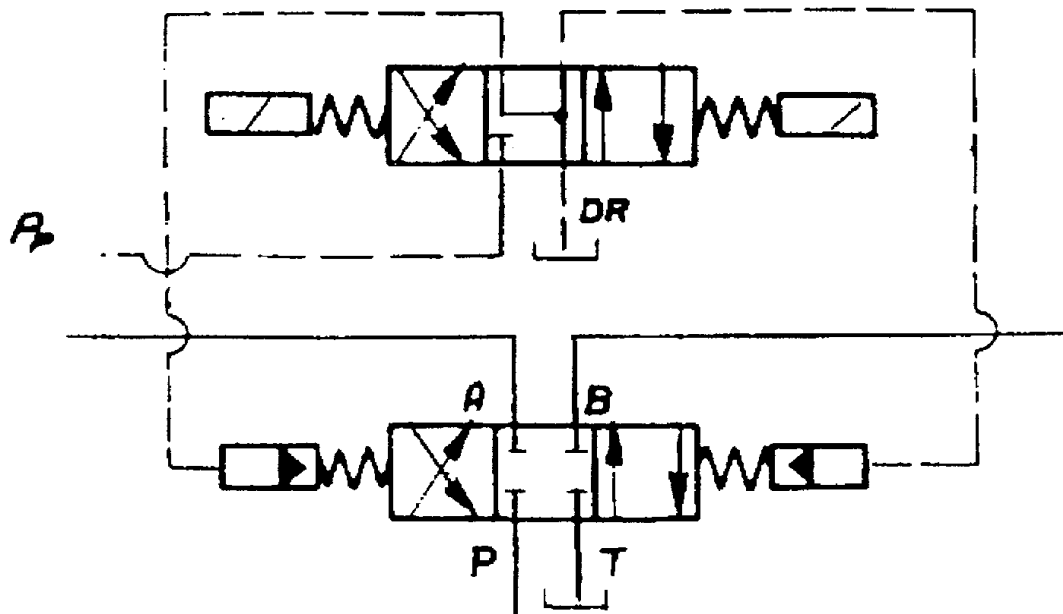


Fig. 14.4

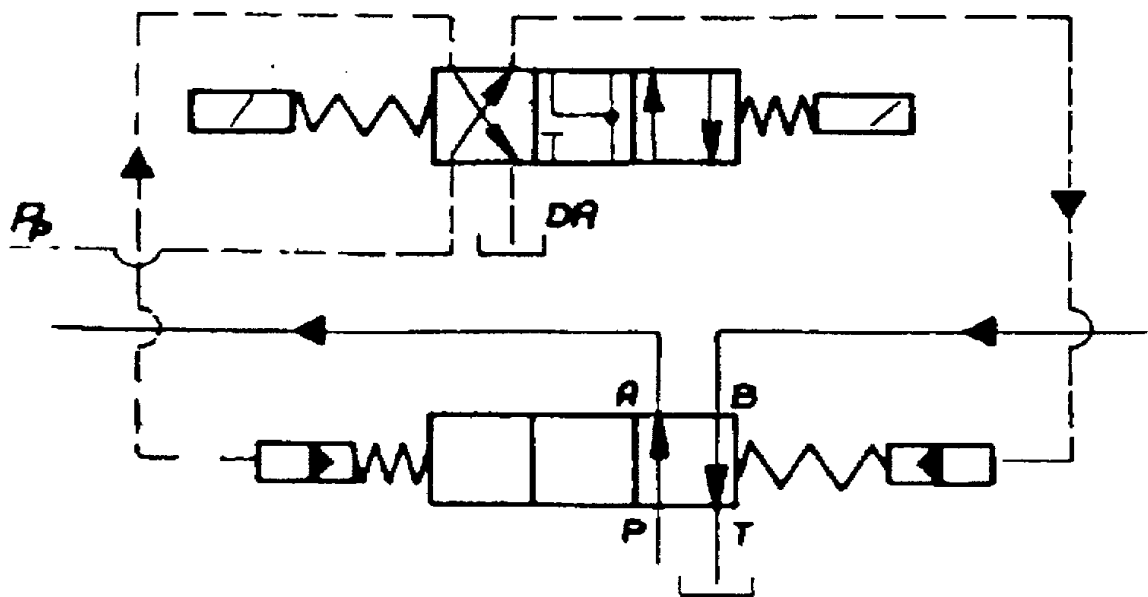


Fig. 14.5

3.2.1 PILOTAGGIO INTERNO

Il pilotaggio interno, cioè derivazione interna della linea **Pp** dalla bocca **P** della valvola, è consentito qualora, durante tutto il ciclo della macchina, alla bocca **P** sia presente una pressione, anche variabile, ma sufficiente a garantire lo spostamento e il posizionamento del cursore (normalmente almeno 5 bar). Questa soluzione (Fig. 14.8), conveniente dal punto di vista del montaggio, generalmente non può garantire costanza nei tempi di commutazione in quanto può succedere che, nelle varie fasi del ciclo, la pressione alla bocca **P** sia soggetta a variazioni.

Il pilotaggio interno può essere adottato con valvole a centro aperto (**P** a **T** nella posizione centrale) purché sia realizzata un'adeguata contropressione sullo scarico (Fig. 14.9). La soluzione presenta l'inconveniente di comportare una costante dissipazione di energia sull'elemento provocante la contropressione (normalmente almeno 4,5 bar). L'elemento di contropressione è normalmente realizzato mediante una valvola di ritegno con molla tarata, dimensionato in modo da creare la minima contropressione necessaria durante la fase di scarico.

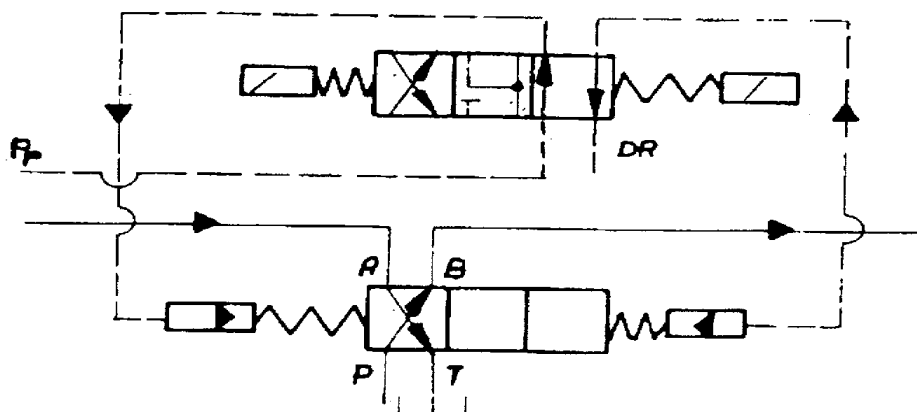


Fig. 14.6

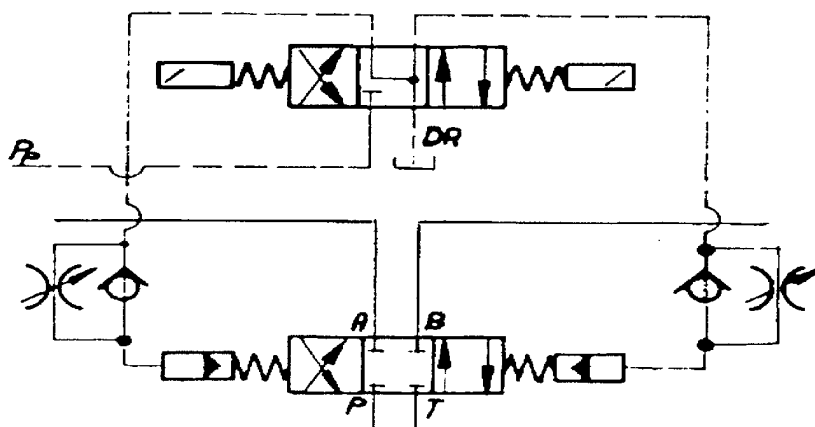


Fig. 14.7

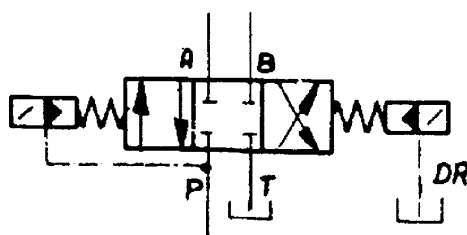


Fig. 14.8

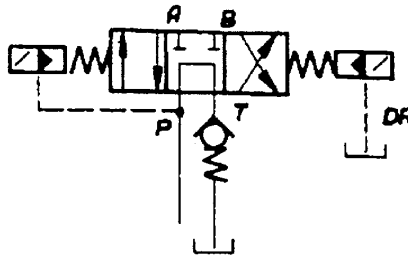


Fig. 14.9

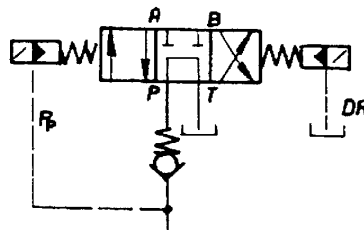


Fig. 14.10

3.2.2 PILOTAGGIO ESTERNO DERIVATO DALLA LINEA DI PRESSIONE

Nel caso di valvole a centro aperto, o di installazioni in cui la portata della pompa venga diretta da **P** ad **A** o **B** a pressione praticamente nulla, la necessaria pressione di pilotaggio può essere derivata a monte di una valvola di ritegno tarata, posta sulla linea di pressione (Fig. 14.10). La soluzione comporta l'inconveniente di una costante dissipazione di potenza sulla valvola di ritegno.

3.3 ELETTROVALVOLE A CARTUCCIA

Fanno parte di questa famiglia di valvole controllo direzione le elettrovalvole costruite per essere alloggiate in collettori standard oppure in blocchi forati speciali. Sono normalmente a due vie e a due posizioni e possono essere normalmente aperte (NA) o normalmente chiuse (NC). Hanno inoltre la peculiarità di avere trafilamento nullo.

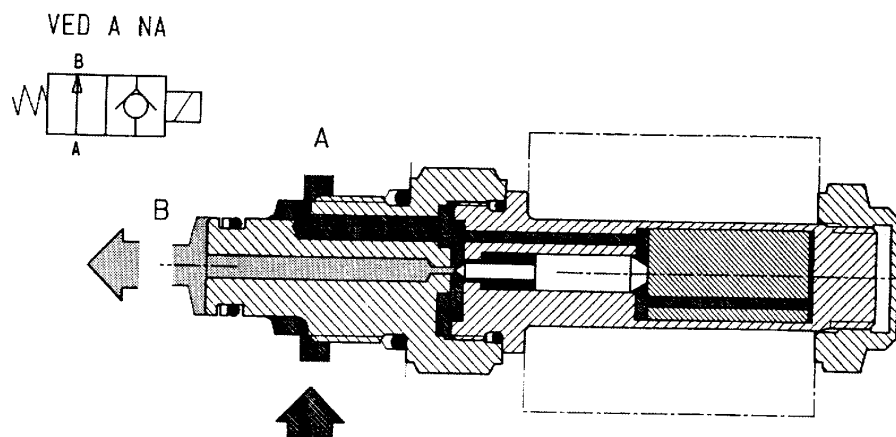
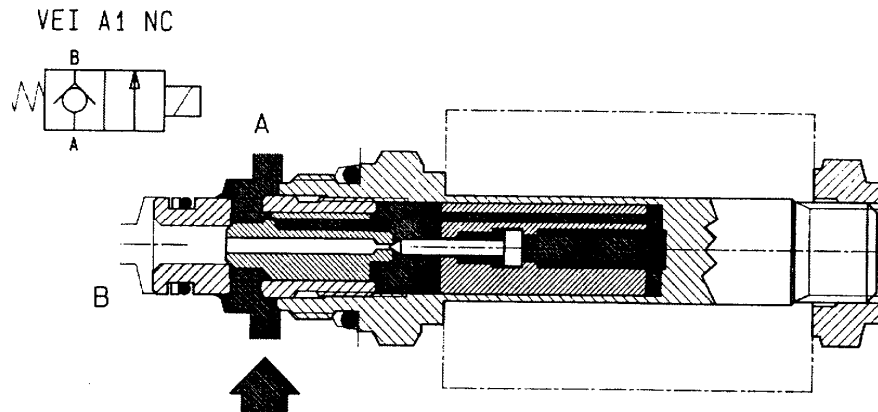


Fig. 14.11

Elettrovalvola del tipo diretto. Lo spillo comandato direttamente dal solenoide è l'elemento che intercetta il flusso nominale della valvola. Le portate compatibili sono piccole e la pressione di funzionamento massimo è di 350 bar

**Fig. 14.12**

Elettrovalvola del tipo asservito. Lo spillo comandato direttamente dal solenoide è lo stadio pilota dell'otturatore principale. In questo caso le portate possono essere elevate con pressione anche di 500 bar

4 TIPI E FUNZIONAMENTO DEI SOLENOIDI

In un'elettrovalvola l'energia elettrica inviata alla valvola è trasformata in energia meccanica per spostare il cursore della valvola. Il componente che esegue questa trasformazione si chiama SOLENOIDE e può funzionare con alimentazione in c.a. (corrente alternata) o in c.c. (corrente continua) Negli ultimi anni sono stati utilizzati due tipi di solenoidi: il tipo a traferro, più vecchio, viene sempre più spesso sostituito dal tipo a bagno d'olio.

4.1 SOLENOIDI A TRAFERRO

Un solenoide a traferro consiste di una bobina avvolta su un nucleo chiuso circondato da una struttura di lamine di ferro. Scopo di questa struttura è di concentrare e quindi di rinforzare il campo magnetico generato dalla bobina, mentre le lamine riducono le perdite provocate dalla turbolenza delle correnti. Il solenoide è fissato con un pistone o armatura al centro della bobina che si collega all'estremità del cursore per mezzo di un perno di spinta. Quando il solenoide è diseccitato il pistone è spinto leggermente fuori della bobina (dalle molle del cursore) e così si crea un traferro tra il pistone e la struttura. L'eccitazione della bobina genera un campo magnetico che si concentra sulla struttura e sul pistone. Poiché il ferro è un conduttore magnetico migliore dell'aria, il campo magnetico spinge l'indotto dentro la bobina riducendo le dimensioni del traferro e chiudendo il circuito magnetico. Quando il pistone è spinto dentro la bobina, il perno di spinta sposta il cursore all'interno del corpo della valvola per farla funzionare. Il principale inconveniente del solenoide a traferro è rappresentato dal fatto che è necessario un anello di tenuta "O" Ring sul perno di spinta per isolare la camera della valvola, che comunica col serbatoio, dal solenoide. Essendo una tenuta di tipo dinamico, l'"O"Ring è soggetto ad usura o a rottura, provocando così delle perdite di fluido idraulico, nella valvola.

4.2 SOLENOIDI A BAGNO D'OLIO

Per ovviare ai trafiletti per perdita di tenuta del perno di spinta, gli ultimi tipi di solenoidi hanno l'indotto ed il perno di spinta immersi nel fluido e compresi in un nucleo tubolare (Fig. 15.1). Come avviene nel solenoide a traferro, quando la bobina è eccitata, l'armatura è spinta dentro la bobina fino a toccare l'espansione polare e a chiudere il circuito magnetico. Poiché l'armatura e il perno di spinta sono immersi nel fluido, non saranno necessarie ora le guarnizioni di tipo dinamico e non ci saranno trafiletti. Il canotto attualmente è realizzato con due materiali diversi in modo che il campo magnetico passi liberamente attraverso le estremità del nucleo, ma si concentri al centro dell'armatura e dell'espansione polare.

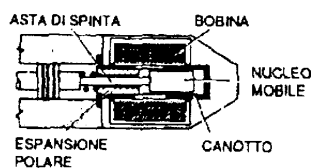


Fig. 15.1

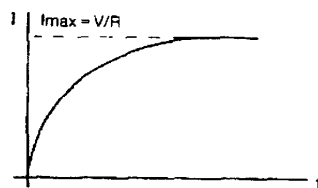


Fig. 15.2

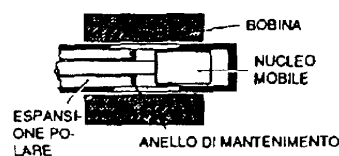


Fig. 15.3

4.3 SOLENOIDI A CORRENTE CONTINUA

La bobina di un solenoide ha sia induttanza sia resistenza e, come si è visto precedentemente, l'effetto dell'induttanza in un circuito a c.c. è di ritardare l'incremento della corrente quando si accende l'alimentatore. L'eccitazione di un solenoide a c.c. provoca perciò una crescita graduale della corrente nel solenoide fino al suo valore massimo (Fig. 15.2). La massima intensità della corrente si calcola conoscendo la tensione applicata e la resistenza della bobina ($I_{max} = V/R$), e ciò significa che, anche se il cursore si è bloccato e l'armatura non è stata spinta dentro, la corrente nel solenoide non può superare il suo valore massimo normale.

4.4 SOLENOIDI A CORRENTE ALTERNATA

Applicando una tensione in c.a. ad un solenoide si otterrà una variazione della corrente e del campo magnetico e si produrrà una variazione della forza generata dal solenoide. Quando la corrente nel solenoide è massima (sia positiva sia negativa) sarà massima anche la forza generata dal solenoide. Quando la corrente passa per lo zero la forza del solenoide diminuisce provocando un caratteristico effetto di crepitio perché la molla del cursore tende a spingere all'indietro l'armatura. Per ridurre il crepitio, s'inserisce, di fronte all'espansione polare, un anello di rame, chiamato "anello di mantenimento", come illustrato in Fig. 15.3.

Il campo magnetico prodotto dalla bobina attraversa l'anello di mantenimento e induce una corrente secondaria nell'anello. L'anello di mantenimento è in realtà un avvolgimento ad una sola spira avente una resistenza molto piccola per questo la corrente indotta ha un valore elevato ed uno sfasamento rispetto alla corrente del solenoide quasi uguale a 90° . Questa corrente secondaria ha la tendenza a conservare il campo magnetico mentre la corrente nell'avvolgimento principale passa per il valore nullo e quindi riduce il crepitio del solenoide. L'intensità della corrente in una bobina a c.a. si determina conoscendo la tensione applicata e l'impedenza della bobina ($I = V/Z$). L'impedenza della bobina è in gran parte dovuta a due componenti: la resistenza e la reattanza induttiva cioè:

$$Z = \sqrt{R^2 + X_L^2}$$

Mentre la resistenza della bobina può variare se si riscalda, l'induttanza varia in modo considerevole a seconda che il solenoide sia o non eccitato. Quando il solenoide è diseccitato, l'induttanza e quindi l'impedenza sono basse poiché il circuito magnetico non è chiuso mentre quando

il solenoide è eccitato, l'induttanza e l'impedenza saranno elevate perché si chiude il circuito magnetico. Ciò implica che se un solenoide in c.a. è eccitato, il basso valore iniziale dell'impedenza produce una corrente d'alta intensità che successivamente scende mentre l'armatura rientra e l'impedenza aumenta (Fig. 15.4). La corrente di picco iniziale è nota come "corrente di spunto" e il valore successivo più basso, "corrente di mantenimento" in pratica perciò questo è l'effetto che può provocare la bruciatura del solenoide, poiché se il cursore della valvola si blocca e l'armatura non rientra la corrente che percorre il solenoide conserva il suo valore di spunto e quindi genera una notevole quantità di calore e si può bruciare la bobina. In circostanze normali, l'eccessivo calore prodotto dalla corrente di spunto ha importanza soltanto nei solenoidi che funzionano soltanto ad alta frequenza. La corrente di spunto si può ridurre, ad esempio, abbreviando la corsa del solenoide o usando delle molle più piccole per il cursore, anche se queste due modifiche si traducono nella diminuzione delle prestazioni idrauliche della valvola. Se la tensione d'alimentazione del solenoide è maggiore della tensione nominale della bobina, il valore della corrente di spunto e di mantenimento sarà più elevato e quindi si produrrà più calore.

Anche se la tensione d'alimentazione è più bassa che quella nominale si riduce la forza del solenoide

tanto che l'armatura potrebbe non chiudere completamente quindi si genera una corrente di mantenimento più elevata e perciò una maggior quantità di calore. Per avere prestazioni soddisfacenti, la tensione d'alimentazione non deve scostarsi rispetto a quella nominale di $\pm 10\%$.

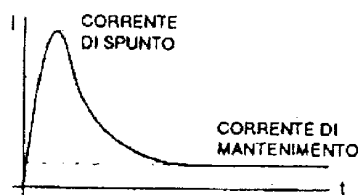


Fig. 15.4

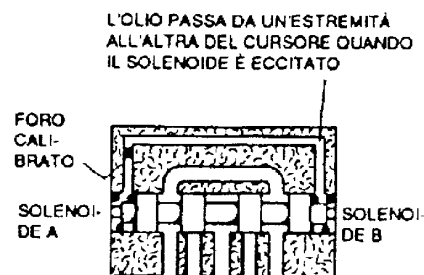


Fig. 15.5

4.5 CONFRONTO TRA SOLENOIDI A CORRENTE CONTINUA E A CORRENTE ALTERNATA

Benché i solenoidi in c.a. e c.c. abbiano funzionamento analogo, presentano diverse caratteristiche che possono influire sulla scelta dell'alimentatore.

4.5.1 TEMPI DI RISPOSTA

Generalmente parlando i solenoidi in **c.a.** sono più veloci di quelli in **c.c.** Per esempio, i valori caratteristici di una valvola CETOP di serie dimensionale 3 sono di 25 ms per un solenoide in c.a. (dal centro alla posizione sfalsata) e 50 ms per l'equivalente in **c.c.** I tempi di diseccitazione non si possono determinare così facilmente perché dipendono dalla commutazione adottata per il solenoide in **c.c.** e dal punto sulla curva dell'alimentazione in cui si verifica la commutazione in un solenoide in

c.a. In alcuni casi comunque è preferibile un tempo di risposta minore per evitare contraccolpi nel sistema idraulico. Questo si può ottenere dal punto di vista idraulico aggiungendo un tappo con un orificio, come si vede in Fig. 15.5.

Questa soluzione è praticabile soltanto sulle valvole con solenoide in c.c. poiché il tempo più lungo impiegato dal solenoide per entrare comporta che una bobina alimentata in c.a. sia percorsa per un tempo maggiore dalla corrente di spunto e quindi che si surriscaldi.

4.5.2 AFFIDABILITÀ

I solenoidi in **c.a.** si bruciano con maggiore facilità rispetto a quelli in **c.c.** perché un imperfetto funzionamento della valvola (bloccaggio del cursore), o una tensione d'alimentazione impropria possono far circolare per un tempo maggiore la corrente di spunto nel solenoide e quindi surriscaldarlo.

Comunque, l'effetto molto attenuato del crepitio che può ancora persistere nel solenoide in **c.a.** è dovuto al fatto che il cursore è costantemente soggetto a vibrazioni, anche se di piccola entità, e quindi è meno probabile che si blocchi.

4.5.3 CONSIDERAZIONI PRATICHE

Ovviamente in certi casi, per esempio in applicazioni mobili, l'unico tipo d'alimentazione possibile è quella in c.c., e quindi non c'è possibilità di scelta. Anche nelle applicazioni industriali, con l'aumento dell'uso delle valvole proporzionali, che utilizzano solenoidi in c.c., le valvole tradizionali in c.c. si diffonderanno sempre di più.

4.6 SOLENOIDI VARIABILI

Nella prima parte è stato esaminato il funzionamento dei solenoidi on/off, in cui l'eccitazione del solenoide fa spostare il cursore della valvola tra le sue due posizioni estreme. Questo sistema è utilizzato nelle valvole a solenoidi di tipo tradizionale per fare spostare il cursore in una delle due o tre posizioni possibili. Tuttavia, con le valvole proporzionali e con le servovalvole è necessario spostare il cursore in un numero infinito di posizioni intermedie. Nel caso delle valvole direzionali, sarà possibile controllare sia la direzione sia la portata poiché lo spostamento del cursore rispetto alla posizione centrale (apertura della valvola) definisce la portata che passa attraverso la valvola (supponendo costante la caduta di pressione). Le valvole con controllo elettronico sono generalmente classificate in due tipi:

1. **VALVOLE PROPORZIONALI**, che hanno un solenoide proporzionale che direttamente o indirettamente posiziona il cursore principale e sono normalmente utilizzate per regolare la velocità d'attuatori con controllo ad anello aperto.
2. **SERVOVALVOLE**, che utilizzano un generatore di forza per posizionare indirettamente il cursore principale e sono impiegate principalmente per il controllo della velocità o della posizione nei controlli ad alte prestazioni ad anello chiuso.

Inoltre si usano valvole per il controllo proporzionale della pressione e valvole di regolazione, il cui principio di funzionamento è molto simile a quello delle valvole direzionali e proporzionali.

4.6.1 SOLENOIDI PROPORZIONALI

Il funzionamento dei solenoidi proporzionali (Fig. 15.6) è molto simile a quello dei solenoidi on/off in c.c. esaminati nella prima parte di questo manuale con l'unica differenza che la corrente nel solenoide è variabile per modificare la forza esercitata dal solenoide sul cursore. Nel solenoide si genera una forza proporzionale alla corrente che attraversa la sua bobina ed è questa forza che sposta il cursore nel corpo della valvola. Il cursore si sposta finché la reazione della molla non sia uguale alla forza esercitata dal solenoide. Quindi variando la corrente che percorre il solenoide si potrà spostare in misura più o meno maggiore il cursore nel corpo della valvola. I solenoidi proporzionali possono essere usati nei casi in cui sia richiesto uno spostamento relativamente ampio del cursore (fino a 5 mm) ma operano in una sola direzione del moto, cioè se il cursore deve potersi spostare da entrambe le parti rispetto alla posizione centrale, bisognerà utilizzare due solenoidi, uno per lato.

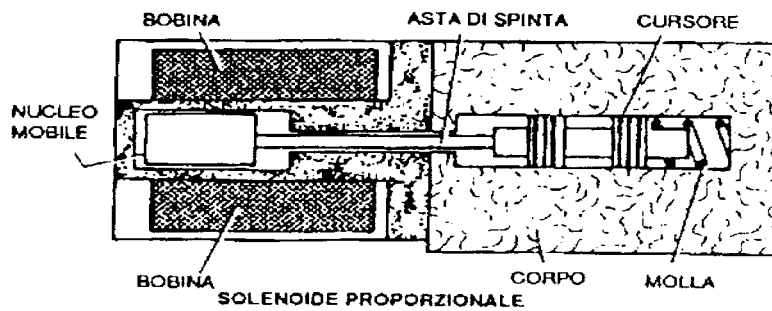


Fig. 15.6

5 REGOLAZIONE DELLA PORTATA MEDIANTE STROZZAMENTO

Il flusso che si verifica in un condotto è soggetto a determinate condizioni d'attrito che, insieme all'energia cinetica e a quella potenziale, determinano un aumento di pressione nel circuito oleodinamico. Nel senso del flusso la pressione locale diminuisce in una certa misura al verificarsi di una resistenza mentre in un motore oleodinamico inserito nel circuito stesso regna una pressione proporzionale al carico imposto al motore, pressione che viene però ad essere aumentata dall'aliquota necessaria per vincere le resistenze interne del motore e quelle che l'olio deve superare nelle tubazioni di scarico per ritornare al serbatoio. In generale per la trasmissione dell'energia nel tratto dalla pompa al motore e da qui al serbatoio, si fa in modo d'avere le minori perdite energetiche. Ciò presuppone però di evitare strozzature nei condotti: tubazioni e condotti per quanto possibile rettilinei, limitate velocità del fluido e un'adatta viscosità dello stesso, sono in ogni caso condizioni determinanti per l'economica trasmissione dell'energia e per un soddisfacente rendimento globale. Tutto ciò è da perseguire già in fase di studio mediante un'oculata scelta delle dimensioni dei componenti e delle tubazioni, nonché attraverso lo studio di sistemi di comando con ridotte dispersioni. In molti casi però, per ragioni connesse al controllo e alla regolazione è indispensabile introdurre determinate strozzature, come accade ad esempio con le valvole regolatrici di portata nelle quali la portata stessa è modulata appunto mediante una variazione adeguata della sezione di passaggio. La riduzione della sezione di flusso determina un aumento della velocità locale e un contemporaneo aumento delle resistenze dinamiche. Al deflusso in quelle condizioni, come sempre, sta a base l'equazione:

$$Q = S \cdot v$$

in cui la velocità è data da:

$$v = \sqrt{2g \cdot h}$$

5.1 VALVOLE DI STROZZAMENTO

Una valvola di controllo della portata ha il compito di controllare il volume unitario di liquido erogato dalla pompa e quindi la velocità di lavoro di un'utenza, cioè di controllare o di regolare la portata. Si possono distinguere tre gruppi principali:

1. Valvole di strozzamento a funzionamento dipendente dalla pressione e dalla temperatura.
2. Valvole di correzione a funzionamento dipendente dalla pressione ma indipendente dalla temperatura.
3. Valvole regolatrici a funzionamento indipendente sia dalla pressione sia dalla temperatura.

E'importante inoltre sapere che all'ingresso di tutti i tipi di valvole di regolazione di portata agisce la piena pressione del circuito e che pertanto la valvola di limitazione della pressione nel circuito è costantemente in azione. Ciò è comprensibile se si considera che per effetto della dimensione di sezione la resistenza alla corrente fluida diventa così grande che il liquido in eccesso proveniente

dalla pompa, deve essere scaricato dal circuito di lavoro, poiché a valle della valvola di portata è prelevata, dall'utenza, una portata di liquido inferiore. Vediamo dapprima il semplice strozzamento che presenta un funzionamento dipendente sia dalla pressione sia dalla temperatura del liquido in pressione. In sostanza una valvola di controllo della portata non è altro che una determinante riduzione della sezione di passaggio in una tubazione per cui si potrebbe ottenere lo stesso effetto con un tronco di tubo diametro minore. In questo senso la valvola di strozzamento non è altro che un pezzo di collegamento tra due tubi, la cui sezione di passaggio può essere ridotta agendo su una vite di registrazione munita di filettatura circa fine. Se il liquido che passa attraverso questo diaframma è caldo e quindi più fluido, la quantità che passa è naturalmente maggiore che con liquido freddo e viscoso. Quando a valle della valvola è presente un'elevata resistenza, il flusso che l'attraversa è minore rispetto a quello che si ha quando la resistenza in uscita è più bassa. Costruttivamente questo tipo di valvola assume forme diverse. L'esecuzione più frequentemente utilizzata di valvole di strozzamento è quella comprendente una valvola di ritegno in modo da ottenere il flusso regolato in un senso e il flusso libero nel senso opposto consentendo di ottenere la regolazione unidirezionale della portata. La forma costruttiva può essere secondo la fig.16.1 (DENISON) o a manicotto fig.16.2.

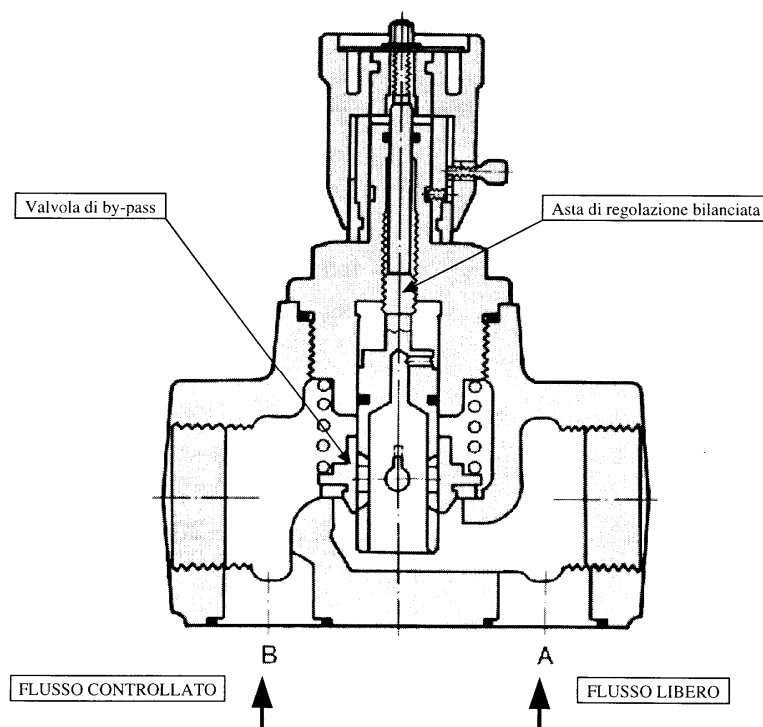
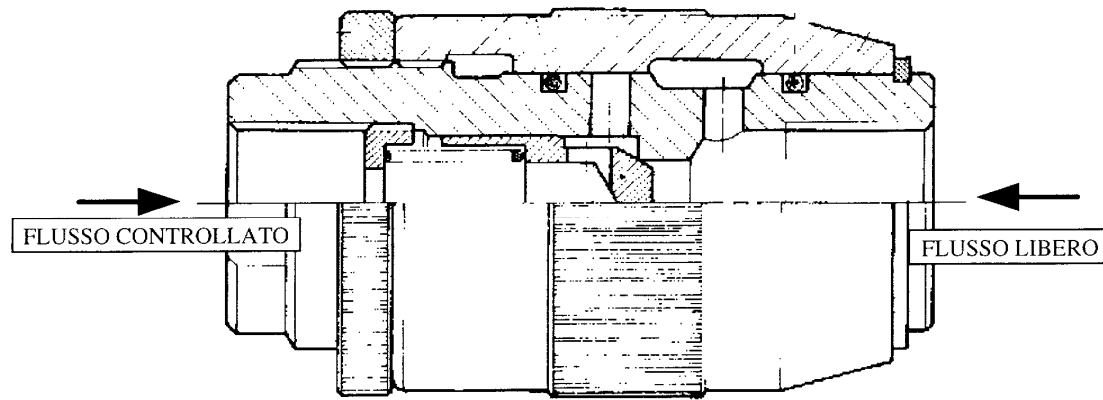


Fig. 16.1 - Strozzatore unidirezionale a piastra di base serie DRV 7

REGOLAZIONE DELLA PORTATA
MEDIANTE STROZZAMENTO



CORSA DI REGOLAZIONE

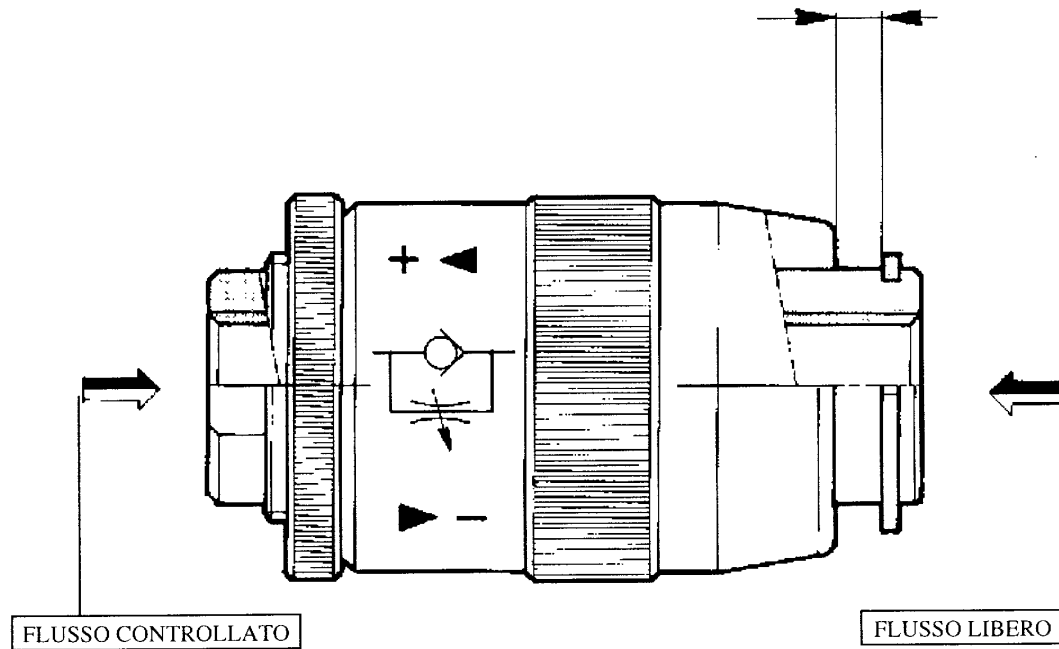


Fig. 16.2 - Strozzatore unidirezionale a manicotto serie FPMU

6 SCAMBIATORI DI CALORE

La temperatura del fluido va mantenuta entro due valori, un minimo e un massimo, legati sia alle caratteristiche del fluido sia a quelle dell'impianto. La temperatura minima può essere garantita mediante candele elettriche di riscaldamento sistemate nel serbatoio. La temperatura massima è mantenuta entro i valori previsti per mezzo di scambiatori di calore.

6.1 TIPI DI SCAMBIATORI A SUPERFICIE IMPIEGATI IN OLEOIDRAULICA.

6.1.1 SCAMBIATORI AD ACQUA

Lo scambiatore ad acqua (Fig. 17.1) è costituito da un fascio di tubi avvolti da un mantello cilindrico. L'acqua di raffreddamento circola all'interno dei tubi e il fluido tra tubi e mantelli, o viceversa.

Il calore asportato da uno scambiatore ad acqua, a parità delle altre condizioni:

- aumenta al diminuire della temperatura dell'acqua fredda (normalmente 15°C per acqua di pozzo);
- aumenta all'aumentare della temperatura del fluido;
- aumenta all'aumentare della portata d'acqua che attraversa lo scambiatore, ossia della prevalenza con cui l'acqua fredda è disponibile.

Nelle applicazioni normali (temperatura dell'acqua fredda pari a 15°C, temperatura del fluido parti a 50-60°C), si può ritenere ragionevole un salto di temperatura dell'acqua all'interno dello scambiatore $6 \div 10^\circ\text{C}$.

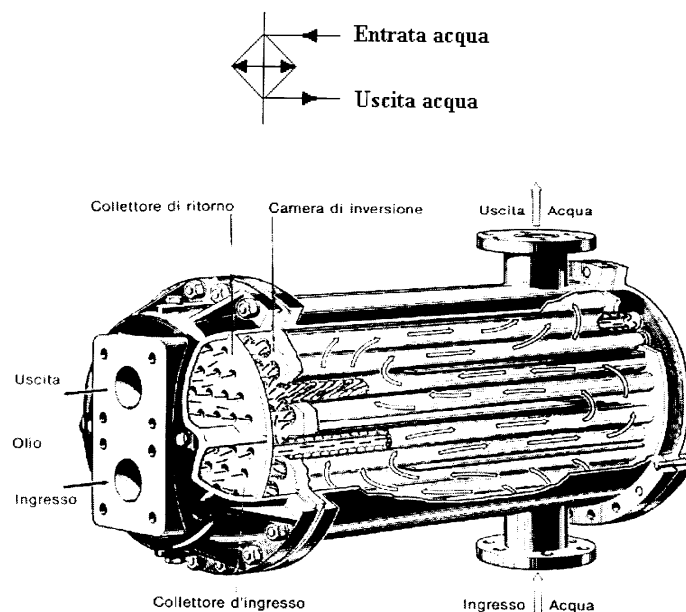


Fig. 17.1

6.1.2 SCAMBIATORI AD ARIA

Nell'ambito degli impianti oleoidraulici industriali fissi sono impiegati solo eccezionalmente, e in ogni caso limitatamente agli impianti di piccola potenza, mentre sono d'impiego universale sulle installazioni mobili.

6.2 INSTALLAZIONE DEGLI SCAMBIATORI

Lo scambiatore va installato possibilmente sulla condotta che riunisce i ritorni dalle varie utenze prima dello scarico al serbatoio, per le seguenti ragioni:

- possibilità di costruirlo in esecuzione leggera, date le basse pressioni d'esercizio, e quindi poco costose;
- poter realizzare agevolmente la tenuta stagna dei vari elementi che lo compongono.

Con riferimento al secondo punto, può essere necessario in taluni impianti impedire nel modo più assoluto che l'acqua di raffreddamento penetri nel circuito idraulico. Per realizzare tale condizione occorre che in ogni momento la pressione del fluido idraulico all'interno dello scambiatore sia superiore a quella dell'acqua di raffreddamento. In ogni caso, è bene premunirsi contro il pericolo d'eventuali sovrappressioni installando sull'alimentazione sia del fluido idraulico sia dell'acqua di raffreddamento una valvola di by-pass (eventualmente collegata ad un allarme, come indicato in figura). Lo scambiatore ad acqua è normalmente governato da una valvola termostatica, che modula il flusso d'acqua in modo da mantenere la temperatura del fluido al valore prefissato. Negli scambiatori ad aria, il ventilatore è normalmente avviato su segnale di un termostato al raggiungimento di un'assegnata temperatura massima, ed è fermato quanto la temperatura raggiunge un valore minimo, pure predeterminato (Fig. 17.2).

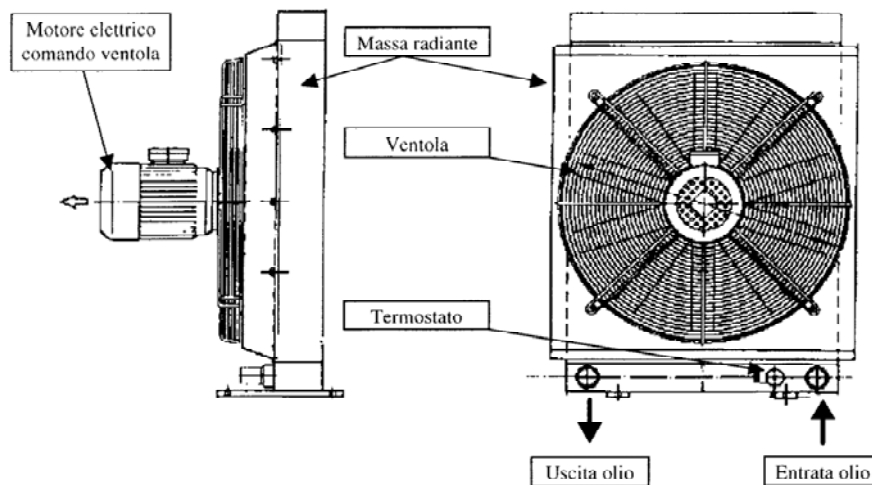


Fig. 17.2 - Scambiatore di calore aria-olio con motore elettrico

7 CILINDRI

I cilindri costituiscono il più semplice, il più naturale fra tutti, gli attuatori idraulici. Infatti, per raccogliere lavoro all'esterno è necessario che qualche parte si muova sotto l'effetto della pressione, e ciò avviene nella maniera più naturale facendo in modo che un lato di una camera in cui inviamo olio in pressione sia libera di spostarsi. Il lato che si muove è chiamato pistone. Affinché il pistone durante tutta la sua traslazione mantenga il contatto con le pareti della camera, al fine di garantire il contenimento del fluido, la camera deve avere quella forma che in geometria dicesi cilindro. E' ovvio che non è assolutamente necessario che un cilindro sia circolare per funzionare, ma la forma circolare presenta tali vantaggi, sia per la facilità con cui è costruita sia per l'ottima resistenza alla pressione, che è la sola adottata. Il diametro interno della camera dicesi alesaggio. La forza generata sul pistone dalla pressione viene poi, di norma, portata all'esterno in posizione utile, da un'asta detta stelo. Cominciamo col calcolare la forza teorica F che può esercitare un cilindro. Detto S l'area utile della faccia del pistone sottoposto alla pressione si ha molto semplicemente $F = p \cdot S$. Nota la portata in ingresso $Q = V/t$ si può calcolare la velocità alla quale si muove il pistone che compie una corsa c nel tempo t :

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{S \times c}{t} = S \times v$$

$$v = \frac{Q}{S} [m/s]$$

Tutti questi valori sono teorici e la realtà è sempre meno favorevole.

7.1 CILINDRI A SEMPLICE EFFETTO

(figg.18.1 e 18.2)

Quando il pistone è avanzato per tutta la corsa possibile sorge il problema del rientro, cioè del ritorno del pistone alla posizione iniziale. Si distinguono vari casi: il rientro può avvenire spontaneamente quando il pistone sia impegnato contro una forza costante: è questo il caso di cilindri adoperati per sollevare pesi. Basta in tali casi lasciar defluire liberamente l'olio dalla camera perché il rientro avvenga spontaneamente. Se la forza esterna costante non esiste si può ottenere utilizzando una molla che contrasti l'avanzamento del pistone. Qualora si lasci all'olio la possibilità di defluire liberamente dalla camera del cilindro, la molla spingerà indietro il pistone. E' ovvio che la forza con cui reagisce la molla va a scapito della forza che può essere raccolta all'esterno del cilindro. La rigidità della molla per conseguenza deve essere la più ridotta possibile. Questi cilindri diconsi "**cilindri a semplice effetto**".

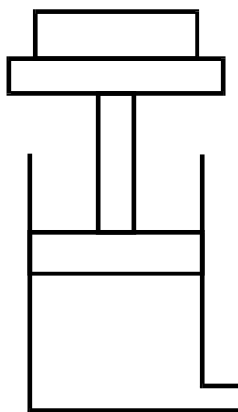


Fig. 18.1

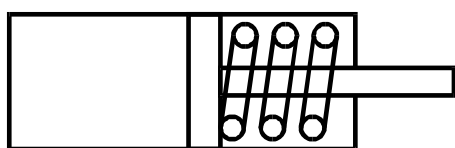


Fig. 18.2

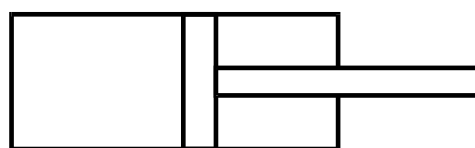


Fig. 18.3

7.2 CILINDRI A DOPPIO EFFETTO

(Fig. 18.3)

Una diversa soluzione del problema è offerta dalla possibilità di utilizzare anche la faccia del pistone opposto a quella finora utilizzato. Basterà a questo scopo rendere stagno, con una adatta guarnizione, il passaggio per lo stelo, ottenendo così una camera anche dalla sua parte, nella quale sia possibile inviare olio in pressione. Basterà quindi aprire la prima camera verso lo scarico e inviare invece olio nella seconda camera per ottenere il rientro del pistone; tale rientro avviene inoltre con la possibilità di esercitare una forza dello stesso ordine di grandezza di quella fornita all'andata, potendo così eseguire un lavoro utile anche al ritorno. Per definire il valore di tale forza, notiamo che, a causa della presenza dello stelo, la superficie sulla quale agisce la pressione al ritorno è inferiore alla superficie opposta. Tenuto presente questo fatto, valgono per il ritorno le stesse formule già viste; in particolare si rileva che la minore area utile comporta, a parità di portata, una maggiore velocità di traslazione del pistone. I cilindri che si avvalgono di tale principio si dicono "a **doppio effetto**".

7.3 ALTRI TIPI

I cilindri, sia a semplice sia a doppio effetto, sono costruiti anche in tipi differenti da quelli descritti, a secondo le illustrazioni della Fig. 18.4

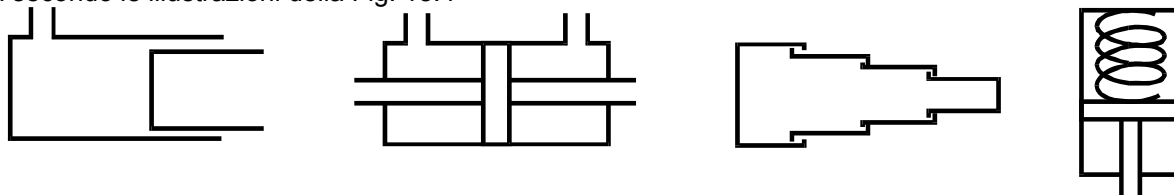


Fig. 18.4

- I cilindri tuffanti sono cilindri a semplice effetto particolarmente semplici: sono costruiti per piccole corse e la loro maggiore applicazione sono i martinetti.
- I cilindri a doppio stelo detti anche ad asta passante sono usati ove sia necessario che tutte le caratteristiche spinte, volume, velocità, siano identiche sia in estensione sia in rientro, oltre che, quando sia comodo avere un collegamento meccanico passante, come succede in alcuni casi di automazione. Sono pure usati in qualche caso in cui si preferisce che il pistone stia fermo e sia il mantello a muoversi, e questo può servire per corse molto lunghe per evitare il carico di punta.
- I cilindri telescopici sono nati per ovviare ad un inconveniente: i cilindri, in posizione retrato, sono necessariamente più lunghi della corsa utile: questo perché alla corsa si aggiunge lo spessore della testata e lo spessore del pistone, e con ciò prescindiamo dagli organi di fissaggio. I cilindri telescopici, le cui sezioni rientrano l'una nell'altra hanno invece una lunghezza minima inferiore alla corsa. Questo guadagno è importante nelle applicazioni in cui si richiedano corse notevoli, come negli ascensori idraulici, o vi sia poco spazio, come sui veicoli. I cilindri telescopici sono di norma a semplice effetto. Gli ultimi sono cilindri a semplice effetto in cui la pressione comanda il rientro e una molla n'assicura la distensione. Servono evidentemente ove il lavoro da eseguire sia esclusivamente di trazione.

7.4 MATERIALI

Per quanto riguarda i materiali usati per la costruzione dei cilindri, è generalizzato l'uso dell'acciaio. Normalmente i mantelli sono ricavati da tubi in acciaio, molto spesso con caratteristiche di resistenza medie; talvolta sono cromati all'interno, i fabbricanti di tubi cominciano a fornire tubi già cromati. Gli steli sono normalmente costruiti con acciai con prestazioni superiori rispetto a quelli usati per il mantello, e sono comunemente cromati. Ambedue richiedono operazioni di finitura superficiale molto accurata al fine di raggiungere una rugosità inferiore ai 0,5 micron, per evitare una troppa rapida usura delle guarnizioni. I pistoni sono normalmente in ghisa, ma possono anche essere in lega leggera. Le testate sono costruite in acciaio.

7.5 GUARNIZIONI

I cilindri a semplice effetto usano di solito per il pistone una guarnizione a labbro, agente in un solo senso. Per i cilindri a doppio effetto si possono usare guarnizioni a labbro o a U montate contrapposte, oppure guarnizioni ad anello torico (O-Rings) per dimensioni ridotte. La tenuta sullo stelo è normalmente affidata a guarnizioni ad anello torico oppure a guarnizioni - spesso in tessuto rivestito - a labbro o a U pressata da anelli in gomma. Le guarnizioni statiche tra testata e mantello sono di solito O-Rings. Si deve controllare, al momento della scelta del cilindro: che non vi siano troppe guarnizioni sul pistone; infatti un velo d'olio è utilissimo per prolungare la vita del cilindro; che le guarnizioni siano abbastanza elastiche per funzionare anche a bassa pressione, ove questo caso si presenti con una certa frequenza, come nelle presse. Questo perché di norma è la pressione stessa dell'olio a fornire la compressione necessaria per la tenuta. Per evitare l'introduzione di polvere nel fluido del circuito oleodinamico e la rigatura dello stelo dei cilindri è necessario applicare appositi anelli raschiapolvere.

7.6 FRENATURA DI FINE CORSA

A partire da una determinata velocità è necessaria una frenatura di fine corsa. Con ciò s'intende la frenatura della velocità del pistone fino all'arresto di quest'ultimo. L'energia cinetica che si sviluppa dal movimento.

$$E = \frac{m}{2} v^2$$

m = massa in movimento

v = velocità di corsa

deve essere assorbita a fondo corsa (testata oppure fondello).

Il lavoro di deformazione prodotto viene ad essere smaltito dall'elasticità propria dei materiali del cilindro. Ne consegue che con velocità del pistone **v > 0,1 m/sec** è necessario applicare una frenatura idraulica, vale a dire uno smorzamento di fine corsa.

Il disegno in sezione mostra un dispositivo di frenatura di fine corsa sul lato pistone, regolabile (Fig.18.5).

Quando il pistone con bussola di smorzamento (2) giunge nel foro del fondello (1), la sezione di passaggio per il liquido che fluisce dalla camera pistone si restringe sempre più fino a chiusura. Il liquido deve defluire dalla camera del pistone attraverso il foro (3) e la valvola di strozzamento (5). Lo smorzamento può essere regolato sulla valvola di strozzamento. Una sezione più piccola sulla valvola di strozzamento determina uno smorzamento maggiore. La valvola di non ritorno (4) serve per bypassare il sistema di frenatura e rimettere il pistone in movimento nel senso inverso.

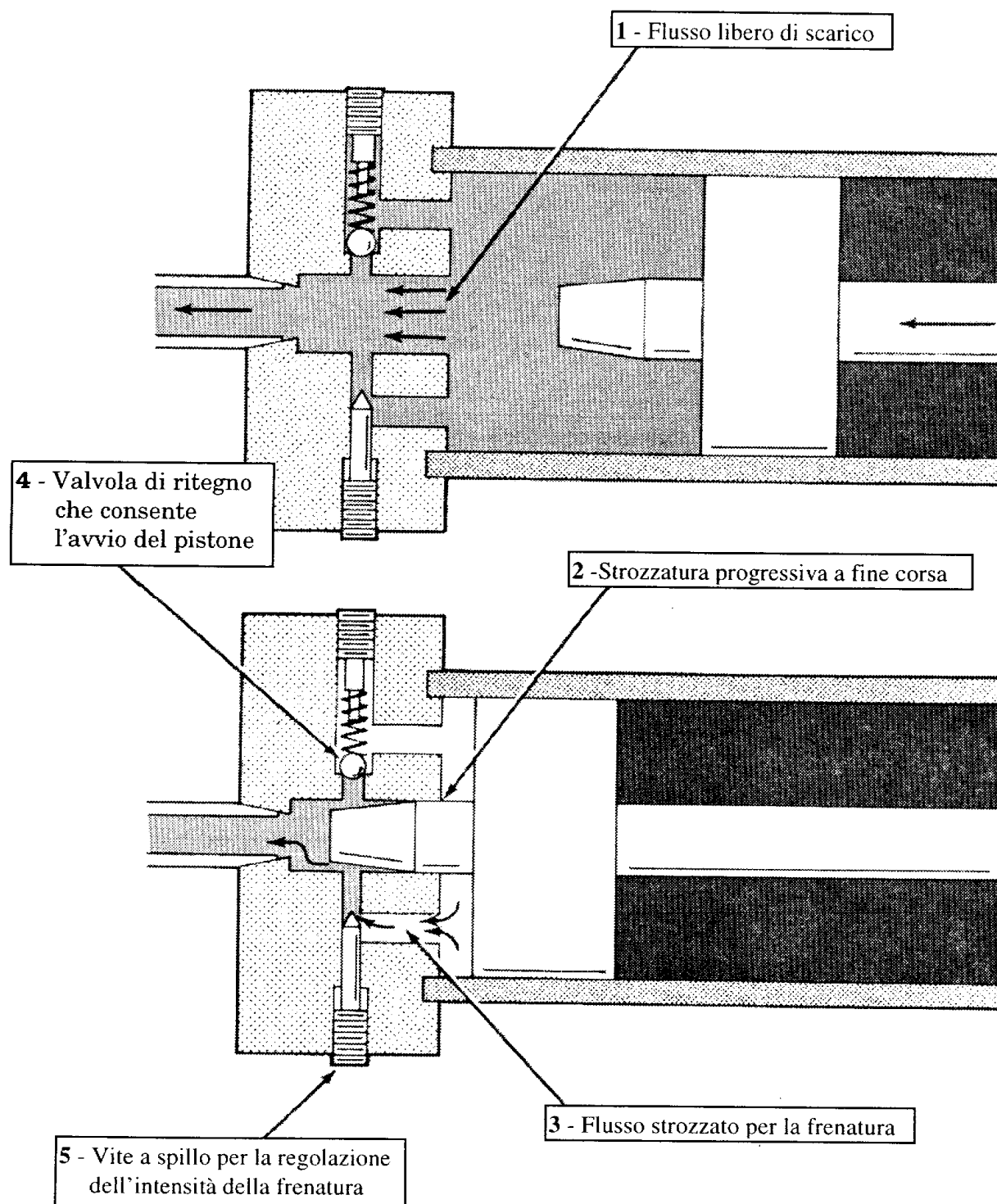


Fig. 18.5

7.7 MONTAGGIO, MESSA IN OPERA E MANUTENZIONE DEI CILINDRI OLEODINAMICI

Un funzionamento corretto dei cilindri oleodinamici è assicurato se le seguenti prescrizioni sono scrupolosamente rispettate:

- pulire la zona in cui il cilindro è montato;
- controllare il cilindro, le tubazioni e i raccordi, eventualmente decapare o risciacquare;
- eliminare gli eventuali depositi resinosi sugli elementi dei supporti e ripristinare lo strato di lubrificante;
- non ermetizzare mediante canapa o mastice: questi materiali non sono adatti e possono causare insudiciamenti con conseguenti disfunzioni;
- non pulire i particolari mediante filacce;
- evitare le sollecitazioni trasversali causate dai fissaggi e dai carichi, perché queste degradano il funzionamento ed accelerano l'usura;
- cortocircuitare i raccordi dei cilindri durante le operazioni di flussaggio dell'impianto;
- disaerare i cilindri. All'uopo, staccare i raccordi filettati lato fondo e stelo o svitare i tappi degli sfianti, attendere che tutta l'aria sia uscita e chiudere i raccordi solo quando il liquido uscente non contiene bollicine d'aria.

7.7.1 MANUTENZIONE

I cilindri oleodinamici non richiedono generalmente alcuna manutenzione, basta assicurarsi che i supporti (cuscinetti orientabili ed articolati, perni orientabili) sono sufficientemente lubrificati.

Verificare la tenuta a brevi intervalli. Per la sostituzione delle guarnizioni attenersi alle procedure consigliate dal costruttore

8 CIRCUITO 2

Per evitare che durante le soste dei pistoni comandati avvenga lo scarico continuo dell'olio in pressione attraverso la valvola di sicurezza, si può utilizzare un circuito con accumulatore; in questo caso si riduce notevolmente il riscaldamento dell'olio e di solito non è necessario installare lo scambiatore di calore. L'accumulatore è un organo che immagazzina dell'olio in pressione, quindi quando esso è carico si può comandare la messa a scarico della pompa (inviare l'olio direttamente al serbatoio a pressione quasi nulla). Analizziamo il circuito della Fig. 19.1:

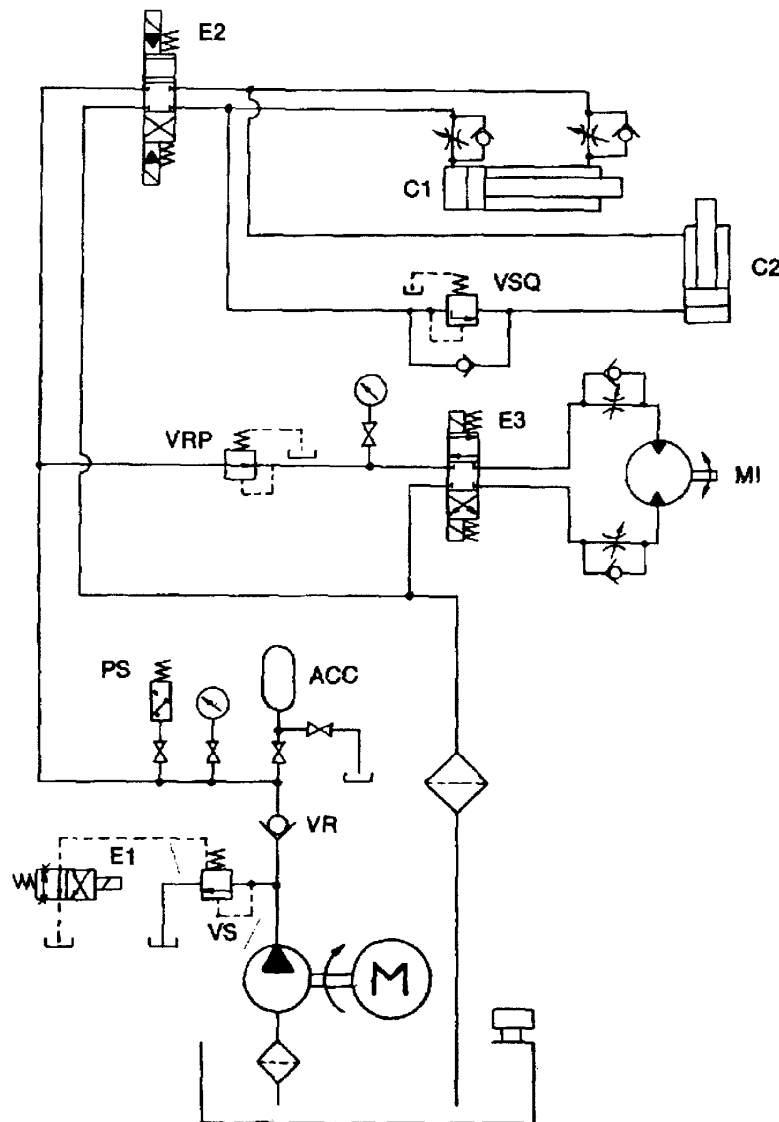


FIG.. 19.1

Quando i pistoni comandati si fermano, la portata della pompa va a riempire l'accumulatore oleopneumatico (contiene una parte elastica che normalmente è costituita da azoto); quando la pressione nel circuito sale al massimo previsto, scatta il pressostato (PS), che deve essere

opportunamente tarato, e si diseccita il solenoide dell'elettrovalvola (E1) di pilotaggio della valvola di sicurezza (VS).

La valvola di sicurezza (VS) è pilotata in posizione aperta, in modo da consentire a tutta la portata della pompa di tornare direttamente al serbatoio senza incontrare resistenze (con pressione quasi nulla). In tali condizioni la pompa è in rotazione ma assorbe al motore solamente la potenza necessaria a vincere gli attriti e a compensare una leggera contropressione. Per il pilotaggio della valvola di sicurezza (del tipo a pistone bilanciato), è sufficiente collegare l'attacco X di pilotaggio (Fig. 12.5 cap.12) col serbatoio; il pistone principale resta sbilanciato e si solleva mettendo a scarico la pompa. La valvola di ritegno (VR) serve ad evitare che l'olio in pressione esistente nell'accumulatore, e in tutto il circuito ad esso collegato, si scarichi attraverso la valvola di sicurezza quando essa è pilotata in posizione aperta. Il cilindro idraulico (C1) è comandato direttamente tramite l'elettrovalvola (E2); il movimento di salita del cilindro (C2) avviene dopo che sia stata completata la corsa del cilindro (C1), poiché a questo punto la pressione sale al massimo valore e si apre la valvola di sequenza (VSQ). Il ritorno dei due pistoni avviene contemporaneo perché dal cilindro (C2) l'olio si scarica attraverso la valvola di ritegno incorporata nella valvola di sequenza stessa. Il motore idraulico (MI) è azionato, nei due sensi di rotazione, tramite l'elettrovalvola (E3); per la necessità di limitare ad un determinato valore la coppia sviluppata, l'alimentazione del motore è effettuata a pressione più bassa rispetto la restante parte del circuito; a questo scopo è installata la valvola di riduzione pressione (VRP).

9 COMPONENTI OLEODINAMICI (2°GRUPPO)

9.1 ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI

Molte sono le soluzioni costruttive e le funzioni affidate a questi organi; però lo scopo principale comune a tutti è quello di accumulare energia (in forma di liquido sotto pressione) per restituirla al momento voluto, con la desiderata velocità. Il tipo d'accumulatore più comunemente usato negli impianti oleodinamici è quello ad elemento separatore flessibile (sacca o membrana). Nella Fig. 20.1 è illustrato, in quattro diverse condizioni in cui può trovarsi l'accumulatore con elemento separatore a sacca costruita in materiale sintetico di grande flessibilità e provvista in sommità di una valvola per l'immissione e la conservazione della precarica di gas da parte di una normale bombola d'azoto compresso. Il contenitore, realizzato in un unico pezzo per forgiatura, sopporta pressioni anche elevate (300 daN/cm^2). La presenza della valvola a fungo situata all'imboccatura del lato liquido consente di scaricare completamente la pressione dal circuito oleodinamico senza che per questo la sacca elastica subisca danni; in queste condizioni si produce, infatti, la chiusura del fungo a spese di una modesta dilatazione della sacca, dopodiché il sistema ritorna in equilibrio e l'accumulatore può all'occorrenza essere smontato dall'impianto perché disattivato.

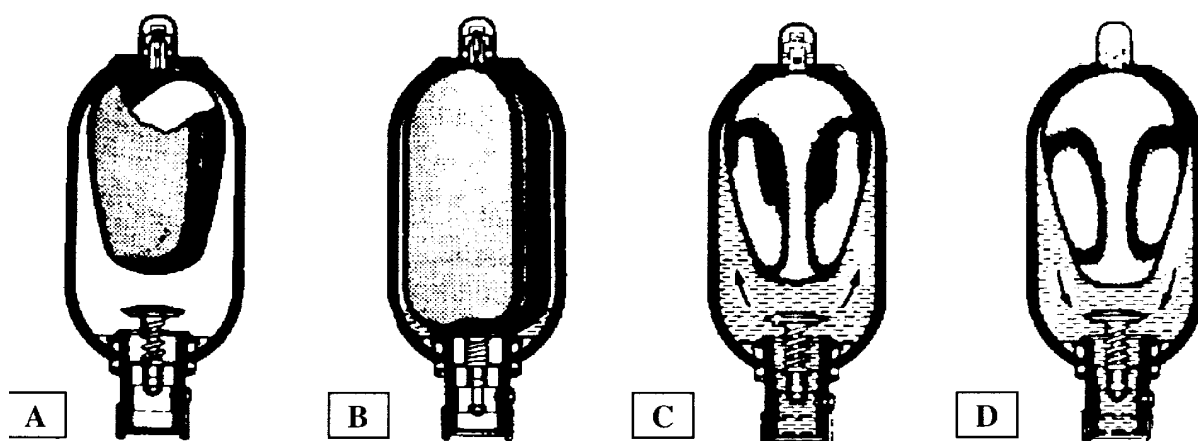


Fig. 20.1 - Ciclo di preparazione e di funzionamento di un accumulatore oleopneumatico a sacca:
 A = circuito liquido scarica e sacca scarica
 B = sacca precaricata con gas;
 C = fasi di riempimento del circuito liquido
 D = fasi d'erogazione del circuito liquido.

9.2 FUNZIONI DEGLI ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI

Un accumulatore oleopneumatico serve principalmente a raccogliere e conservare l'energia potenziale di un liquido in pressione per eseguire a momento voluto e con la massima rapidità desiderata un lavoro utile; l'accumulatore deve perciò sviluppare in fase di scarica una reazione per restituire il liquido in pressione al circuito, quando ciò sia richiesto dalle esigenze operative. Nell'accumulatore oleopneumatico è sfruttata l'elasticità di un volume di gas (azoto) compresso, ed esso consente di svolgere diverse funzioni che si riassumono come segue:

- assicurare una riserva d'energia d'emergenza;
- fornire potenze istantanee elevate impiegando potenze modeste nell'azionare delle pompe;
- sopperire alle perdite dovute ai trafilamenti e compensare le variazioni di volume del circuito;
- smorzare le irregolarità di pressione del circuito idraulico;
- ammortizzare le pulsazioni generate dalle pompe alternative;
- assorbire i colpi d'ariete.

9.3 FUNZIONAMENTO E DIMENSIONAMENTO DEGLI ACCUMULATORI OLEOPNEUMATICI

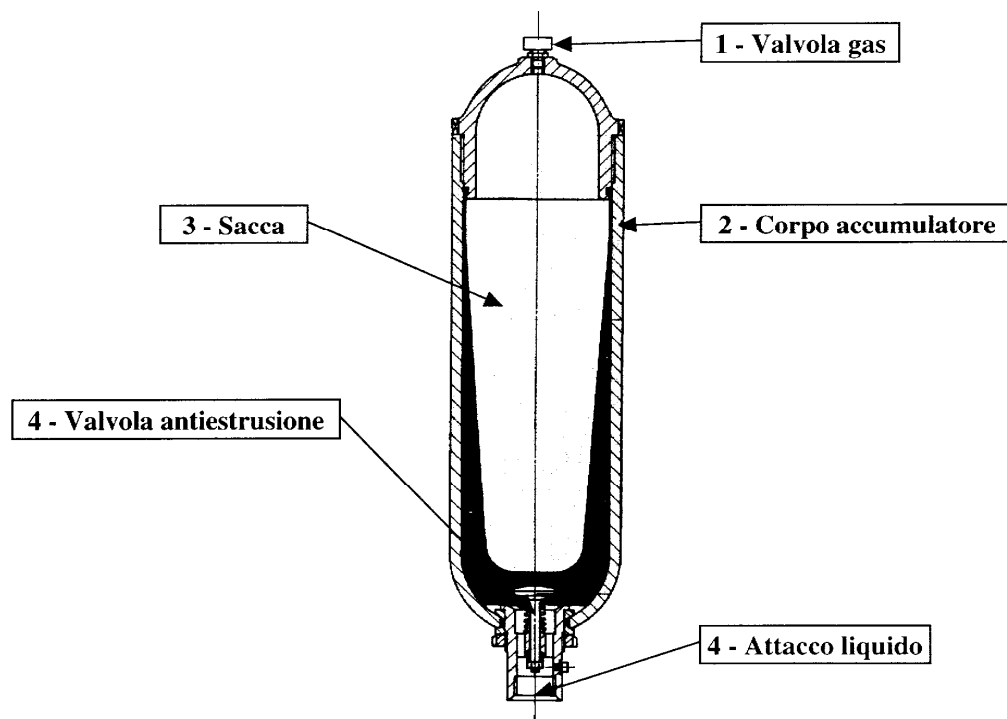


Fig. 20.2 – Accumulatore

In un involucro metallico (corpo accumulatore) è montata una membrana elastica che separa la camera del liquido da quella del gas (Fig. 20.2).

Dalla apposita valvola si introduce gas inerte (azoto) ad una pressione p_0 adatta all'impiego dell'accumulatore ed il gas occupa il volume V_0 interno dell'accumulatore (Fig. 20.3A).

Quando la pressione p_1 dell'impianto supera la pressione di precarica p_0 dell'accumulatore, la membrana si solleva e si comprime riducendo il volume a V_1 (Fig. 20.3B).

Aumentando ulteriormente la pressione a p_2 si riduce il volume del gas a V_2 con aumento pressione per equilibrare la pressione del fluido (Fig. 20.3C).

In questo modo si ottiene un accumulo di fluido in pressione $\Delta V = V_1 - V_2$ del quale si può disporre come meglio si crede.

Il passaggio dall'una all'altra delle predette situazioni di pressione e volume p_1 , p_2 e V_1 , V_2 , si chiama trasformazione

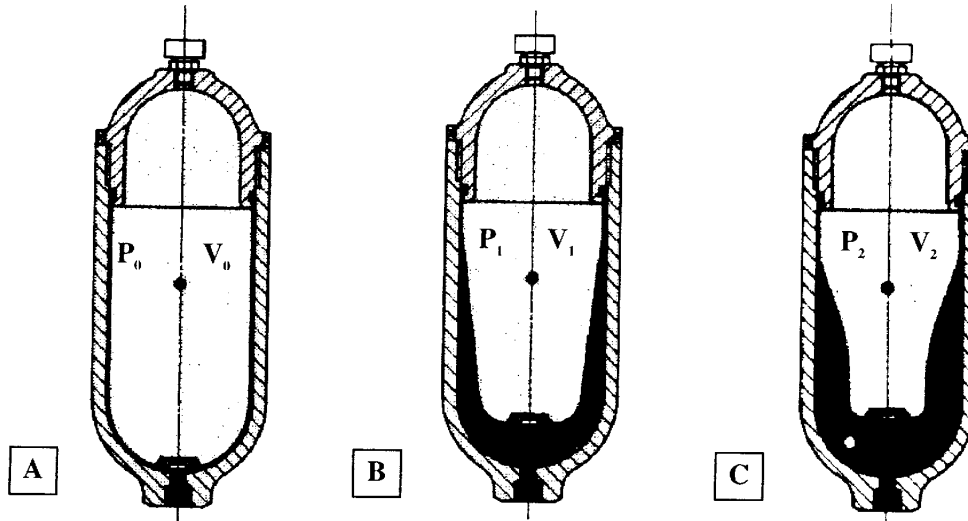


Fig. 20.3

Queste trasformazioni nello stato del gas sono caratterizzate da:

- I. La quantità di calore che il gas riesce a scambiare con l'esterno (soprattutto con l'olio che lo circonda)
- II. La variazione dei calori specifici (a pressione costante e a volume costante) del gas durante la trasformazione

Per quanto attiene al primo punto la quantità di calore scambiato dipende soprattutto dalla durata della trasformazione, se questa è lenta il gas ha tempo per cedere o assorbire calore in misura apprezzabile fino al punto di poter mantenere costante la propria temperatura θ in equilibrio con l'ambiente esterno). Avviene allora una trasformazione ISOTERMICA. Se la variazione di volume del gas è invece tanto rapida da potersi effettuare senza che avvenga scambio di calore si verifica una trasformazione chiamata ADIABATICA durante la quale il gas si raffredda quando subisce un'espansione e si riscalda se è compresso. La Termodinamica consente di esprimere il comportamento di un gas mediante formule rappresentative dei suoi "stati" tanto nel caso che il gas sia considerato "perfetto", cioè rispondente alla legge di BOYLE, quanto nel caso che sia considerato come "reale", cioè più vicino al comportamento effettivo del gas. Per quanto attiene al secondo punto la variazione dei calori specifici c_p e c_v influisce sulle trasformazioni giacché il loro valore non è costante e soprattutto non è costante il rapporto $k = c_p / c_v$. In molti casi questa variabilità del rapporto durante la trasformazione può essere trascurata; non può essere trascurata però la diversità di questo

rapporto tra un tipo di trasformazione e l'altro. La Termodinamica consente di scrivere: la trasformazione isoterma di un gas perfetto è rappresentata da:

$$p \times V = m \times R_1 \times T = \text{cost.}$$

in cui:

p = pressione (Kg/m²)

V = volume (m³)

m = massa in Kg di gas

R₁ = costante per l'azoto (848/28 = 30,28 Kgm / Kg °K)

T = temperatura assoluta (°K)

La **trasformazione adiabatica** di un gas perfetto si scrive :

$$p \times V^k = p_0 \times V_0^k = \text{cost.}$$

in cui:

p₀ = pressione iniziale della trasformazione (bar)

V₀ = volume iniziale

K = c_p / c_v rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costanti = 1,4 per il gas perfetto.

Diagramma delle trasformazioni

Queste due trasformazioni sono in realtà due trasformazioni limite del comportamento del gas perfetto il quale, a seconda della quantità di calore scambiato e della variabilità dei calori specifici, può subire tutte le trasformazioni intermedie tra le due, a ciascuna delle quali spetta un coefficiente **n** della equazione **$p \times V^n = \text{cost.}$** compreso tra **1** e **1,4**. L'esame del grafico mostra come, a parità di salto di pressione **$p_2 - p_1$** , la variazione di volume **$V_2 - V_1$** , sia massima per l'**isoterma** e minima per l'**adiabatica**. Pertanto occorre e basta prendere in considerazione questi due casi limite. Sul diagramma (Fig. 20.4) è rappresentato anche l'andamento di una trasformazione politropica con esponente **$n = 1,2$** ,

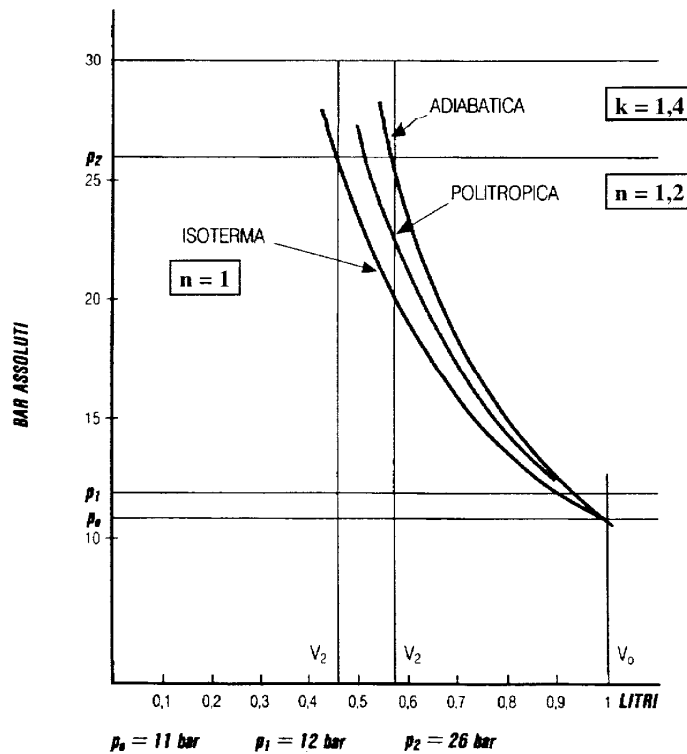


Fig. 20.4

9.3.1 DIMENSIONAMENTO

Due sono i problemi:

1. Di un accumulatore di cui si conosce V_0 e p_0 si vuole conoscere a quale variazione di pressione $p_2 - p_1$ corrispondano le variazioni di volume $V_2 - V_1$
2. Note le pressioni $p_2 - p_1$ e $V_2 - V_1$ si vuole stabilire quale volume V_0 e pressione p_0 debba avere l'accumulatore in grado di fornirle.

Dove:

- V_0 = volume dell'azoto alla pressione p_0 di precarica (litri)
- V_1 = volume dell'azoto alla pressione p_1 (litri)
- V_2 = volume dell'azoto alla pressione p_2 (litri)
- ΔV = volume di liquido reso o accumulato (litri)
- p_1 = pressione di lavoro minima (bar)
- p_2 = pressione di lavoro massima (bar)
- n = esponente politropico

Soluzione analitica:

Trasformazione isotermica

Dalla legge di Boyle si ricava, per un gas perfetto :

$$p_0 \times V_0 = p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2$$

da cui:

$$V_1 = V_0 \times \frac{p_0}{p_1}$$

$$V_2 = V_0 \times \frac{p_0}{p_2}$$

La differenza $V_2 - V_1 = \Delta V$ tra i due volumi estremi del gas è uguale alla differenza tra i volumi di liquido trasferito; si ha:

$$V = V_1 - V_2 = V_0 \times \frac{p_0}{p_1} - V_0 \times \frac{p_0}{p_2} = V_0 \times \left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$$

da cui si ricava il volume dell'accumulatore V_0 in grado di fornire la prestazione ΔV

$$V_0 = \frac{\Delta V}{p_0 \times \left(\frac{1}{p_1} - \frac{1}{p_2} \right)}$$

Trasformazione adiabatica e politropica

Si ha:

$$p_0 \times V_0^n = p_1 \times V_1^n = p_2 \times V_2^n$$

per un'adiabatica (calore scambiato = 0) il coefficiente $n = k = \frac{c_p}{c_v} = 1,4$ a temperature intorno ai $293^\circ\text{K} = 20^\circ\text{C}$. Per una politropica $1 > n > 1,4$.

$$V = V_1 - V_2 = V_0 \left\{ \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right\}$$

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

per adiabatica $\frac{1}{n} = \frac{1}{k} = \frac{1}{1,4} = 0,714$

9.4 ESEMPI APPLICATIVI

9.4.1 ACCUMULO D'ENERGIA

L'andamento illustrato nella Fig. 20.5 della richiesta di potenza di una macchina per stampaggio ad iniezione di materie plastiche permette di riconoscere che in corrispondenza di un'elevata velocità d'iniezione nello stampo la massima potenza occorre solo per breve tempo. Per considerazioni di carattere economico non è sensato coprire questa richiesta solo con la potenza della pompa. Di conseguenza conviene calcolare la pompa per una richiesta media di potenza e compensare il resto

con l'impiego di un accumulatore. La disposizione dell'accumulatore per questo caso è mostrata in Fig. 20.6.

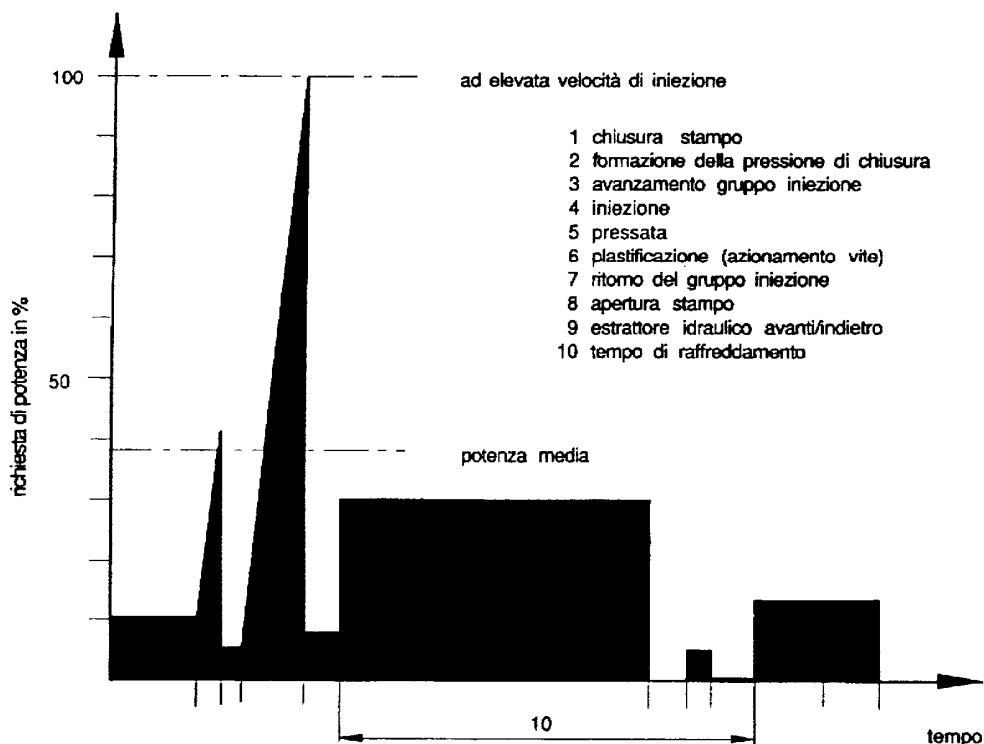


Fig. 20.5 - Grafico di potenza di una macchina per stampaggio ad iniezione

9.4.1.1 Vantaggi

Pompa più piccola, minor potenza, minore produzione di calore, manutenzione e installazione semplificate e quindi minori costi d'esercizio. Si aggiunge l'effetto d'attenuazione esercitato dall'accumulatore nei confronti delle punte di pressione e delle pulsazioni, che permette di prevedere complessivamente una maggiore durata dell'impianto.

9.4.1.2 Applicazioni tipiche

Accumulatori a sacca e a pistone per l'accumulo d'energia su macchine per stampaggio materie plastiche ad iniezione e per soffiaggio, linee di trasferta, impianti metallurgici, laminatoi, macchine per edilizia, macchine utensili presse e cesoie, impianti di trasporto, cantieri e centrali, sistemi di disinserzione rapida per turbine e centrali nucleari. Gli accumulatori a membrana sono impiegati per riserva d'energia in circuiti di pilotaggio, sistemi di frenatura, macchine utensili, costruzione d'utensili e d'attrezzature.

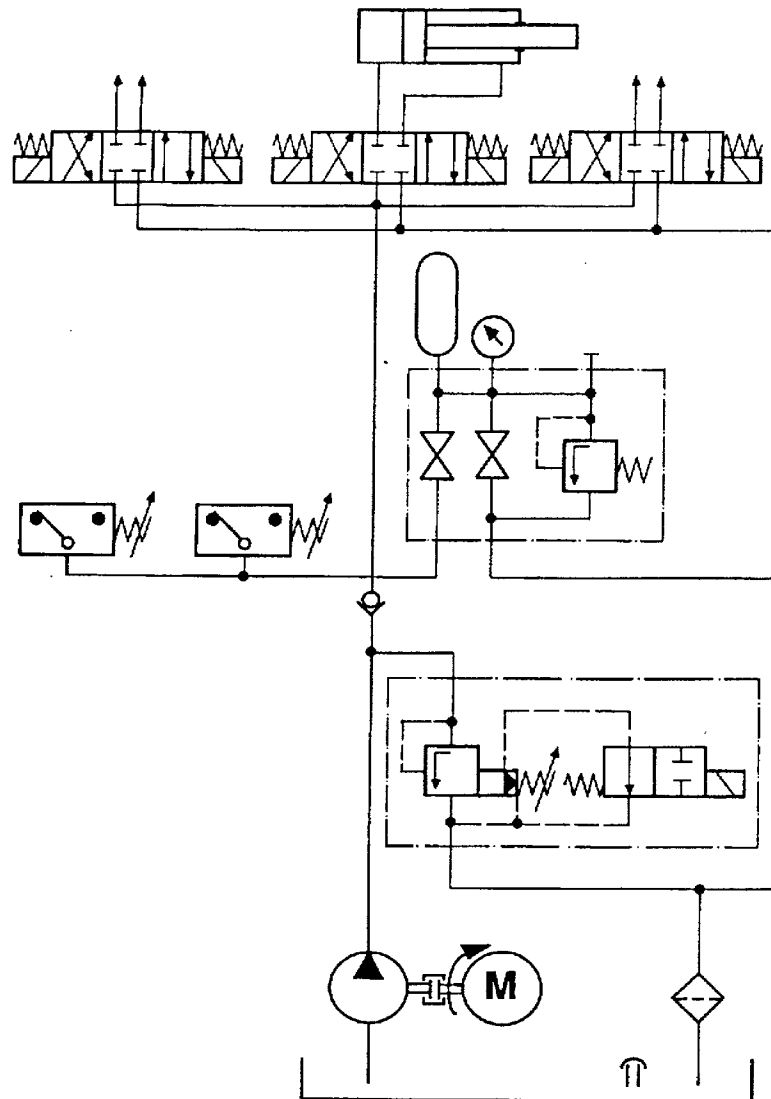


Fig. 20.6

9.4.2 AZIONAMENTO D'EMERGENZA

In casi d'emergenza dovuti ad esempio a mancanza di tensione la presenza di un accumulatore consente di portare a termine un ciclo di lavoro. Dall'esempio di Fig. 20.7 si nota che mancando tensione ad entrambi i distributori si realizza il collegamento tra accumulatore e camera lato stelo, per cui l'olio in pressione provoca la risalita del pistone.

9.4.2.1 Vantaggi

Energia accumulata immediatamente disponibile e conservabile nel tempo, nessuna fatica né inerzia, massima sicurezza, ridotta manutenzione.

9.4.2.2 Impieghi tipici

Accumulatori a sacca e a membrana per la chiusura di paratie, serrande, scambi, valvole di tramogge e di silos o per l'arresto d'impianti di trasporto in caso di mancanza di tensione (funivie).

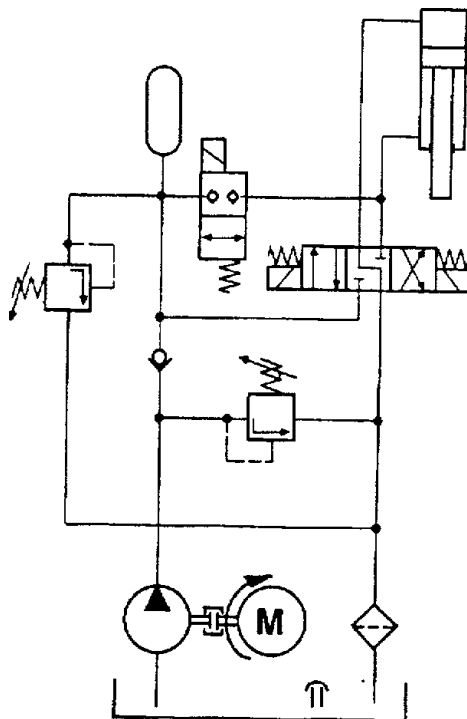


Fig. 20.7 - Schema circuitale di un azionamento d'emergenza

9.4.3 COMPENSAZIONE DI FORZE

Con gli accumulatori si possono compensare forze o spostamenti. Questa necessità si presenta quando in un processo di lavorazione continuo - ad esempio di laminazione - possono verificarsi posizionamenti obliqui dei rulli in conseguenza di reazioni variabili da parte del materiale da deformare. Mediante il bilanciamento dei rulli si ottiene uno spessore costante. In Fig. 20.8 è mostrato lo schema circuitale di bilanciamento di un laminatoio con relativo accumulatore munito di blocco di sicurezza e intercettazione incorporato.

9.4.3.1 Vantaggi

Continuità nel processo di laminazione, compensazione dolce delle forze e quindi minor carico sulla fondazione e sul telaio, risparmio di contrappesi e quindi riduzione del peso totale.

9.4.3.1.1 Impieghi tipici

Accumulatori a sacca, a membrana ed a pistone per bilanciamento di macchine utensili, gabbie di laminazione o bracci di gru.

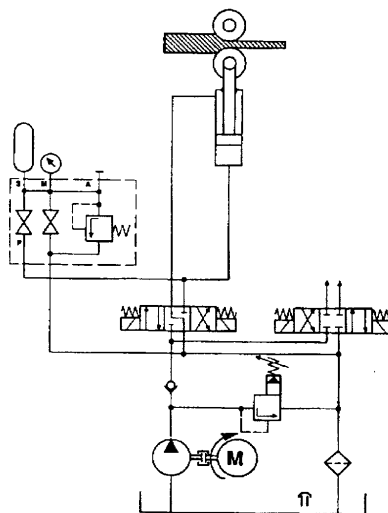


Fig. 20.8 - Schema circuitale del bilanciamento di un laminatorio

9.4.4 COMPENSAZIONE DI TRAFILAMENTI

La forza di precompressione esercitata da un cilindro oleodinamico può essere mantenuta solo compensando le perdite d'olio per trafilamento del sistema. Per questo compito sono particolarmente adatti gli accumulatori. In Fig. 20.9 è riportato lo schema di un sistema di compensazione, grazie al quale con pompa ferma le perdite per trafilamento sono reintegrate con un passaggio d'olio dall'accumulatore alla camera lato pistone del cilindro. La pompa si reinserisce solo quando la pressione scende sotto un valore prefissato.

9.4.4.1 Vantaggi

Funzionamento intermittente della pompa, minore sviluppo di calore, vita più lunga.

9.4.4.2 Impieghi tipici

Accumulatori a sacca e a membrana per la compensazione dei trafilamenti d'olio nella costruzione di stampi e d'attrezzature per presse, dispositivi di bloccaggio per macchine utensili, trasportatori a nastro, gabbie di laminazione e così via.

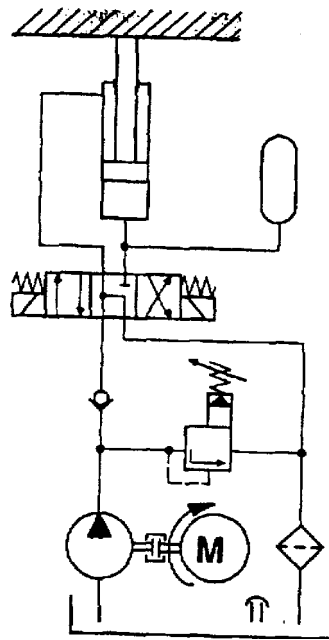


Fig. 20.9 - Schema circuitale per la compensazione dei tra filamenti d'olio

9.4.4.3 Installazione degli accumulatori

Nella maggior parte delle applicazioni l'accumulatore deve essere collocato il più vicino possibile all'organo d'utilizzazione onde ottenere il massimo rendimento. La posizione ideale di montaggio è quella ad asse verticale con la valvola per l'introduzione del gas in alto e il collegamento al circuito idraulico in basso (Fig. 20.10). L'accumulatore può comunque assumere altre posizioni fino ad essere fissato con asse orizzontale; la valvola per il gas non deve però essere mai ad un livello inferiore al foro d'introduzione dell'olio. Il gas consigliato per la precarica è l'azoto, il quale, essendo chimicamente inerte, è esente dal pericolo di scoppi per autocombustione. La pressione di precarica deve essere controllata con un manometro montato sull'apposita attrezzatura che consente il caricamento dell'accumulatore collegandolo ad una o più bombole d'azoto. La pressione di precarica (pre-compressione del gas) dell'accumulatore deve risultare pari allo 0,7 - 0,9 della pressione minima di lavoro.

$$P_1 < 0,9 \times P_2$$

P_1 = precarica gas

P_2 = minima pressione di lavoro

P_3 = massima pressione di lavoro

In questo modo si evita che la sacca possa interferire con la valvola a fungo e venga quindi eventualmente danneggiata. Quanto minore è la differenza di pressione tra P_3 e P_2 , tanto maggiore diventa l'accumulatore riferito ad un volume utile prefissato.

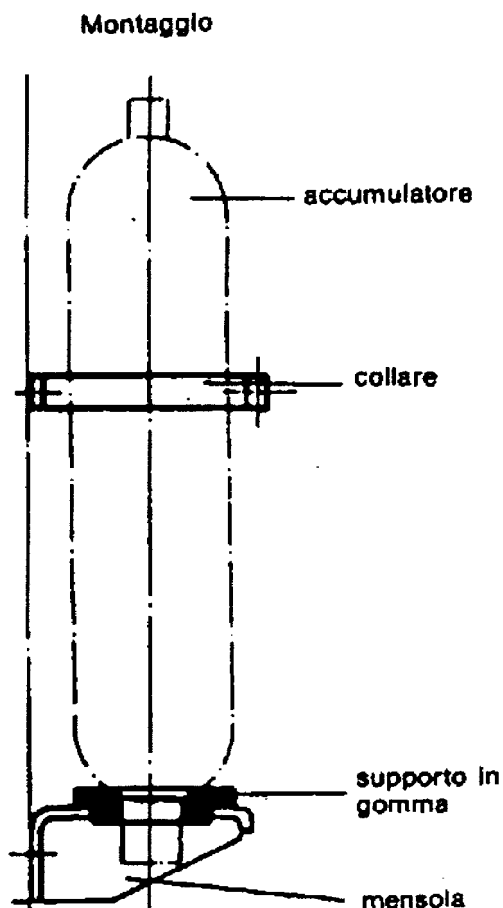


Fig. 20.10

9.4.4.4 Norme di sicurezza

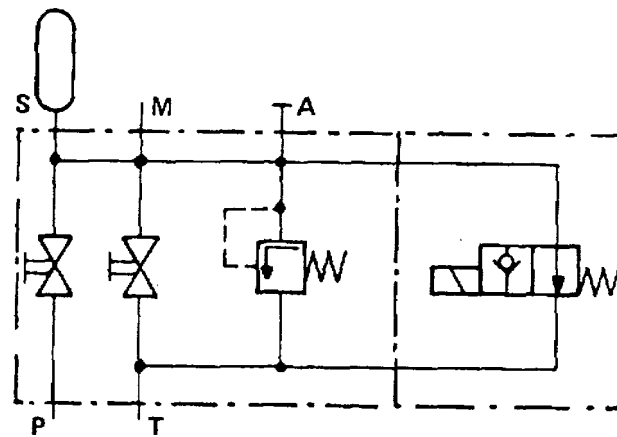
Se in un circuito oleodinamico sono impiegati degli accumulatori, questi devono essere conformi alle prescrizioni antinfortunistiche per recipienti a pressione e a seconda dei casi devono essere sottoposti a collaudo U.S.S.L.

In particolare sono soggetti a collaudo gli accumulatori a gas con volume superiore a 25 litri.

Altre norme riguardano l'installazione di valvole di sicurezza.

- Ciascun accumulatore deve essere dotato di un adeguato manometro, per l'indicazione della rispettiva pressione d'esercizio. Questo deve recare una marcatura indicante la pressione massima d'esercizio ammessa. (Si tratta quindi di un manometro supplementare)
- Ciascun accumulatore deve essere dotato di un'apposita valvola di sicurezza. Per evitare manomissioni, tale valvola dev'essere piombata.
- La valvola di sicurezza dev'essere concepita in modo tale da non poter essere bloccata chiusa.
- Nella condotta in pressione d'alimentazione dev'essere montato più vicino possibile all'accumulatore facilmente accessibile un rubinetto d'esclusione.
- Ogni accumulatore deve poter essere sezionabile indipendentemente.

Come indicato nello schema della Fig. 20.11 è possibile avere anche una valvola di scarico a comando elettromagnetico.



S = attacco all'accumulatore
M = attacco per manometro
P = attacco alla pompa
T = attacco al serbatoio
A = attacco di prova

Fig. 20.11 - Schema con blocco di sicurezza e di sezionamento

10 PRESSOSTATI

Il pressostato è l'organo che rileva una pressione per convertirla in un impulso di apertura o di chiusura di un contatto elettrico, ed è in sostanza un interruttore elettrico a comando idraulico (Fig. 21.1).

Collegato in derivazione esso misura il livello di pressione istantanea esistente, tramite un apposito pistoncino contrastato da una molla tarabile: superando il valore di taratura, l'equipaggio mobile si sposta, aprendo o chiudendo il contatto elettrico.

Il cosiddetto "differenziale", in pratica l'intervallo assoluto di pressione intercorrente tra lo scatto elettrico prodotto al raggiungimento della pressione di taratura e lo scatto opposto provocato dalla discesa della pressione, non è prefissabile nei pressostati ordinari, dove, infatti, varia sensibilmente, in funzione sia del fondo scala sia dell'effettiva taratura effettuata; per predisporre a piacere anche la pressione inferiore si ricorre all'impiego di due pressostati del tipo descritto, oppure a un pressostato a differenziale controllato (Fig. 21.2).

Nella Fig. 21.3 è illustrato il simbolo CETOP che rappresenta il pressostato.

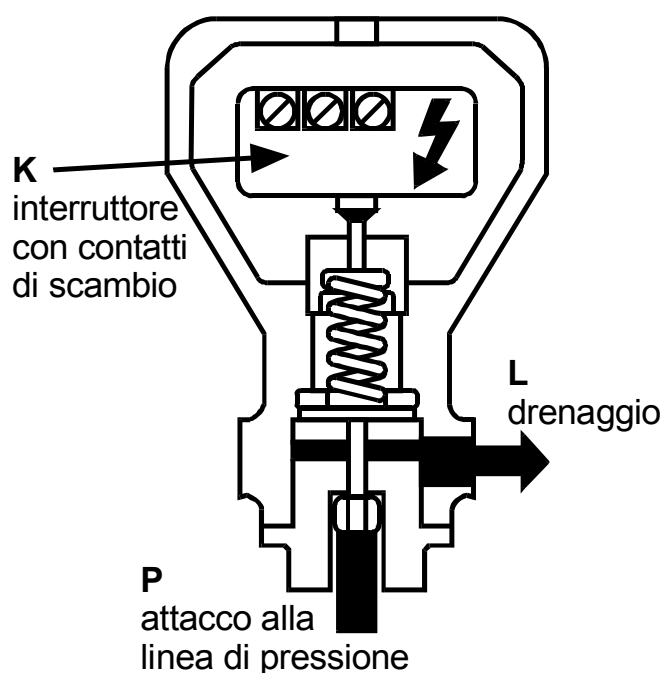


Fig. 21.1 - Sezione di un pressostato

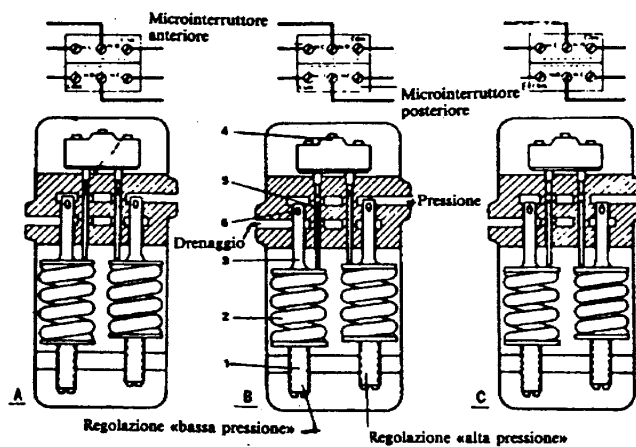


Fig. 21.2 - Pressostato differenziale e relativi collegamenti elettrici

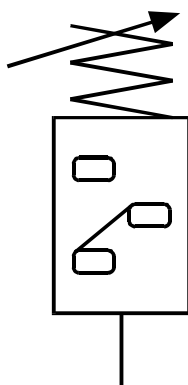


Fig 21.3

11 VALVOLE DI SEQUENZA E BILANCIAMENTO

Le valvole di sequenza controllano le "sequenze" d'operazione tra due circuiti. Per esempio possono essere impiegate per assicurare la successione delle operazioni che devono essere effettuate da due cilindri, in modo che il secondo cilindro non incominci la sua corsa se non quando è stata ultimata la corsa del primo.

11.1 FUNZIONAMENTO VALVOLA DI SEQUENZA DENISON SERIE R4S

(Fig. 22.1)

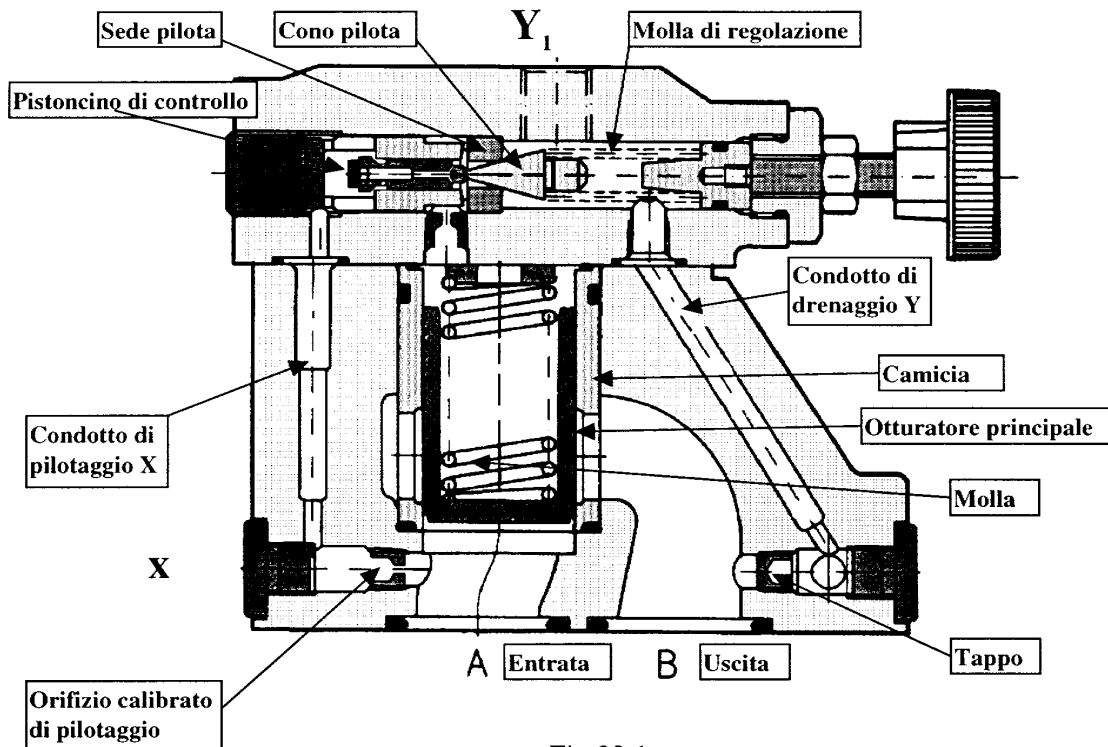


Fig.22.1

La pressione di linea, dalla bocca d'entrata, alimenta, attraverso l'**orifizio calibrato** posto in derivazione e il **pistoncino di controllo** situato nella testa pilota, la camera della molla dell'**otturatore principale**. La medesima pressione agisce quindi anche sul **cono pilota** della testa pilota che è mantenuto in **sede** dalla **molla antagonista di regolazione**. In condizioni statiche quindi l'**otturatore principale**, trovandosi soggetto alla medesima pressione sui due lati, sarà bilanciato e sarà mantenuto in posizione di chiusura dal carico della propria molla. Quando la pressione aumenterà e vincerà il carico della **molla di regolazione**, il **cono pilota** si aprirà, limitando al suo valore di taratura la pressione nella camera della molla dell'**otturatore principale**. Un ulteriore aumento della pressione

permetterà l'apertura dell'**otturatore principale**, collegando la bocca d'entrata (**A**) con la bocca d'uscita (**B**). Successivi aumenti di pressione sulla bocca d'uscita causeranno una caduta di pressione sul **pistoncino di controllo** che avanzerà sbloccando completamente il **cono pilota** e connettendo direttamente al drenaggio la camera della molla principale. In queste condizioni le bocche d'entrata e d'uscita saranno connesse tra loro senza sensibili perdite di carico. Il **pistoncino di controllo** avanzando provoca la chiusura della canalizzazione (**X**) calibrata di pilotaggio impedendo così lo scarico al serbatoio (tramite la bocca **Y** di drenaggio) d'altro olio di pilotaggio.

11.2 TARATURA DELLE VALVOLE DI SEQUENZA

Poiché l'applicazione delle valvole di sequenza nei circuiti dà luogo a diverse possibilità di combinazioni, è necessario che la loro taratura sia effettuata in base alle sequenze di movimento per ogni specifica applicazione. Il caso più comune d'applicazione delle valvole di sequenza è quello relativo al comando di cilindri; il procedimento di taratura è il seguente (Fig. 22.2):

- allentare la vite di regolazione di (B) e predisporre il circuito principale in modo che non assorba portata;
- disporre la vite di taratura di (D) in posizione intermedia;
- aumentare la pressione nel circuito agendo sulla vite di taratura di (B);
- leggere su (C) il valore di pressione cui il pistone inizia a muoversi.

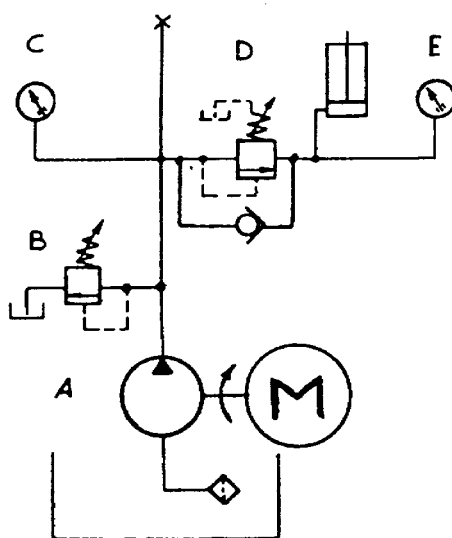


Fig. 22.2

Tale valore corrisponde a quello d'apertura (D). Nei casi in cui sul pistone agisce un carico resistente, è preferibile inserire un manometro (E) come indicato, mediante il quale è possibile controllare l'effettivo valore d'apertura di (D);

- agire sulla vite di taratura di (D) in modo da ottenere la pressione d'apertura voluta;
- tarare la (B) ad almeno 20 bar al di sopra del valore di taratura della (D);
- serrare i controdadi delle viti di regolazione.

11.3 VALVOLA DI BILANCIAMENTO

La valvola di bilanciamento permette di controllare il movimento di un cilindro o di un motore nella fase di discesa soprattutto nelle applicazioni con carico positivo evitando che l'attuatore stesso sfugga al controllo della pompa.

Con riferimento alla Fig. 22.3, se si comanda la discesa di un cilindro, che sostiene un carico, inviando olio da P a B tramite un distributore, così com'è il circuito, il carico fa assumere una velocità incontrollata al cilindro stesso. In queste condizioni si ottiene cavitazione nella camera anulare del cilindro giacché la portata della pompa risulterà inferiore rispetto a quella necessaria a tenere piena la camera alla velocità di discesa.

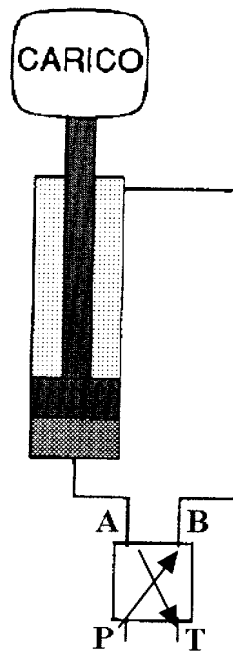


Fig. 22.3

Per risolvere il problema è necessario installare una valvola che controlli il fluido che fuoriesce dall'area piena del cilindro ed è convogliato a scarico tramite il distributore (bocca A in T) e limiti la velocità di discesa del cilindro ad un valore direttamente proporzionale alla portata della pompa.

La valvola ideale è la valvola di bilanciamento che è inserita nel circuito come rappresentato in Fig. 22.4. Infatti, quando è comandata la discesa del carico, solo una pressione positiva sulle bocche V1 e C1 (alimentazione aera anulare) può pilotare in apertura di controllo la valvola di bilanciamento.

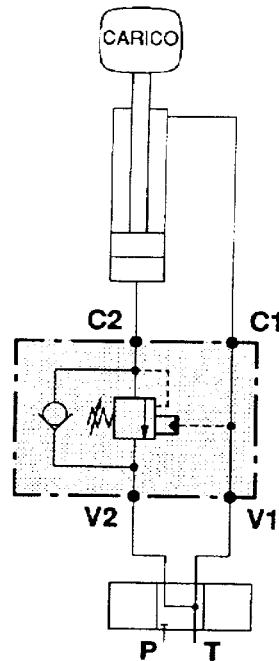


Fig. 22.4

La valvola di bilanciamento realizza le seguenti funzioni:

- sicuro arresto del fluido, e quindi dell'attuatore, con distributore in posizione neutra o con pompa ferma;
- discesa controllata del carico;
- limitazione della pressione massima sul ramo di controllo (funzione di massima pressione). La valvola deve potersi chiudere anche quando è sottoposta alla pressione di controllo corrispondente al carico massimo. A tale scopo è generalmente necessario che la pressione di taratura della sezione di massima sia superiore di almeno il 30% alla pressione indotta dal carico massimo ammissibile.

11.3.1 FUNZIONAMENTO VALVOLA OIL CONTROL

(Fig. 22.5)

Le bocche V1 e V2 sono collegate alla valvola di distribuzione, mentre le bocche C1 e C2 sono collegate all'attuatore. In condizioni statiche l'otturatore principale è mantenuto in posizione di chiusura dalla molla di regolazione.

La pressione del ramo di discesa (V1 e C1) agisce sul pistone pilota che spinge in apertura l'otturatore principale. Anche la pressione indotta dal carico spinge l'otturatore principale (area differenziale) in apertura.

Quando l'azione combinata vince il carico della molla di regolazione, l'otturatore principale si apre mettendo in comunicazione la bocca C2 con la bocca V2 permettendo la discesa del carico.

In condizioni dinamiche l'**otturatore principale** crea una caduta di pressione pari alla pressione necessaria al controllo del carico.

La minima pressione di pilotaggio p_p per l'apertura della valvola di bilanciamento è in funzione delle seguenti variabili:

1. p_t = pressione di taratura della sezione di massima

2. p_c = pressione indotta dal carico
3. R = rapporto di pilotaggio

$$R = \frac{\text{Area efficace di pilotaggio (Ar)}}{\text{Area efficace dell'otturatore (Ap)}} \quad (\text{Fig. 22.6})$$

Quando la valvola controlla il lato fondello del cilindro, la formula usata è la seguente:

$$p_p = \frac{p_t - p_c}{R}$$

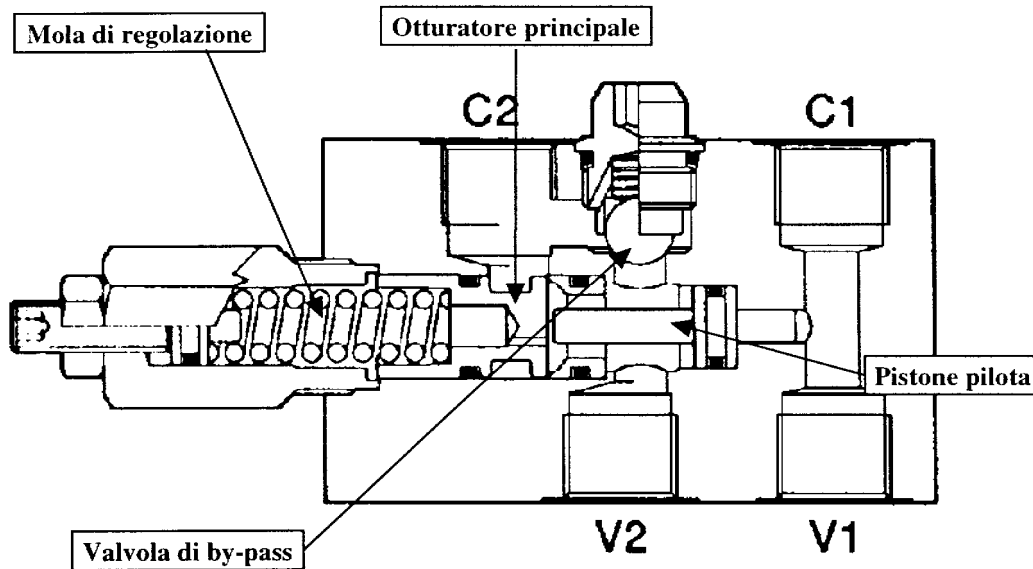


Fig. 22.5

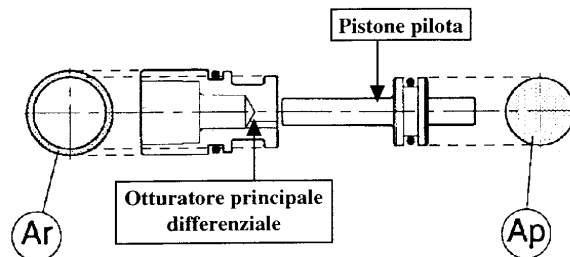


Fig. 22.6

L'alto rapporto di pilotaggio consente il movimento dell'attuatore e la discesa del carico con una pressione di pilotaggio limitata, favorisce le elevate velocità di movimento ed un risparmio di energia. E' raccomandato per applicazioni in cui la geometria della struttura sotto carico è tale da mantenere pressoché costante la pressione durante il movimento.

Il basso rapporto di pilotaggio comporta una pressione di pilotaggio più elevata ma permette un controllo regolare e preciso del movimento. E' raccomandato nelle applicazioni ove la pressione indotta dal carico varia notevolmente durante il movimento, quindi dove possono presentarsi problemi di instabilità.

Esistono varie configurazioni costruttive di valvole di bilanciamento, ognuna delle quali è finalizzata a determinate applicazioni:

valvole a semplice effetto;

valvole a doppio effetto;

valvole compensate alla contropressione allo scarico;

valvole per argani dove è inserita una selettoria per il comando del freno idraulico di stazionamento (Fig. 22.7).

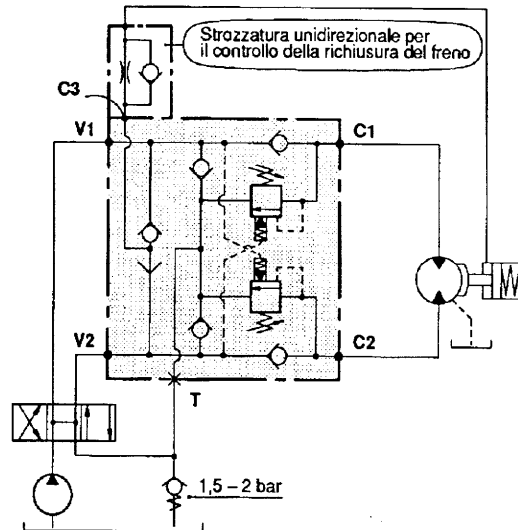


Fig. 22.7

12 VALVOLE RIDUTTRICI DI PRESSIONE

Una valvola riduttrice di pressione è utilizzata per regolare la pressione di funzionamento di un circuito secondario ad un valore inferiore alla pressione di funzionamento del circuito principale. Supponiamo che in un circuito secondario sia necessario limitare la pressione a 15 bar, mentre la pressione di funzionamento del circuito principale debba essere di 50 bar.

Una valvola di sicurezza sul circuito principale, tarata a 50 bar, permetterebbe alla pressione di raggiungere questo valore, ma non limiterebbe la pressione nel circuito secondario a 15 bar. Viceversa, la valvola di sicurezza installata sul circuito secondario e regolata a 15 bar proteggerebbe le apparecchiature di questo circuito contro una pressione superiore, ma non permetterebbe alla pressione nel circuito principale di salire al valore necessario previsto di 50 bar.

Di conseguenza, un circuito di questo tipo deve comprendere una valvola di sicurezza regolata a 50 bar sul circuito principale ed una valvola di riduzione di pressione regolata a 15 bar sul circuito secondario.

La Fig. 23.1 schematizza una valvola riduttrice di pressione. La pressione massima desiderata nel circuito secondario dipende dalla regolazione della molla che mantiene il cursore **(1)** in posizione aperta. Il liquido proveniente dal circuito principale entra nella valvola attraverso l'orifizio d'entrata **(C)**, passa attorno al cursore e accede al circuito secondario attraverso l'orifizio d'uscita **(D)** della valvola.

La pressione presente all'orifizio d'uscita **(D)**, regnante nel passaggio **(E)**, agisce sulla parte inferiore del cursore. Finché questa pressione è insufficiente per vincere la forza della molla **(2)**, la valvola resta aperta come rappresentato in Fig. 23.1A.

Quando la pressione all'orifizio d'uscita **(D)** è agente inferiormente al cursore **(1)** supera la forza della molla **(2)**, il cursore si solleva e la valvola si chiude parzialmente, come rappresentato in Fig. 23.1B.

Ciò aumenta la resistenza al passaggio e di conseguenza crea una caduta di pressione maggiore attraverso la valvola. Ne risulta una riduzione di pressione all'attacco d'uscita **(D)**. Il cursore si posiziona in modo da limitare la pressione all'orifizio d'uscita **(D)**, indipendentemente dalle fluttuazioni di pressione all'entrata **(C)**.

Ciò è possibile finché la pressione del carico non provoca un ritorno in senso inverso; un'inversione di direzione richiude la valvola e la pressione nel circuito aumenta.

Alcuni tipi incorporano un dispositivo d'inversione del flusso, ma durante il funzionamento in senso inverso non assicurano la riduzione di pressione; in questo caso incorporano una valvola di ritegno.

Dall'esame della Fig. 23.1 risulta chiaramente individuale la rappresentazione simbolica della valvola riduttrice di pressione che è l'opposto della valvola di sicurezza poiché la valvola di sicurezza è normalmente chiusa; la valvola di riduzione pressione è normalmente aperta; la valvola di sicurezza ha il pilotaggio in ingresso; la valvola di riduzione pressione ha il pilotaggio in uscita e inoltre ha necessità di un drenaggio esterno.

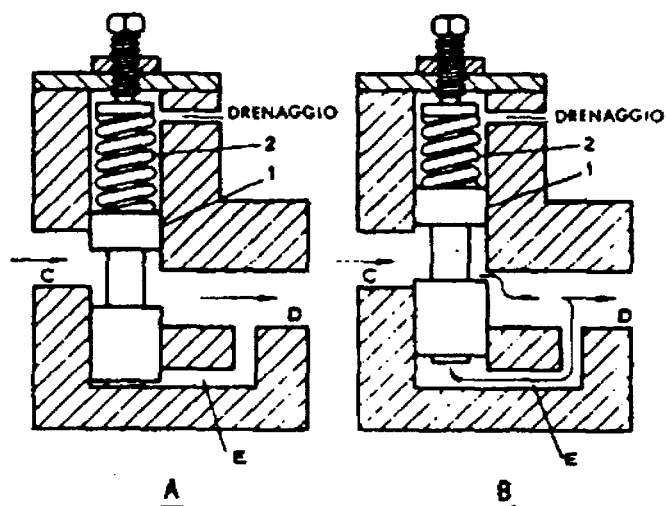


Fig. 23.1

Ecco ora i due simboli a confronto (Fig. 23.2):

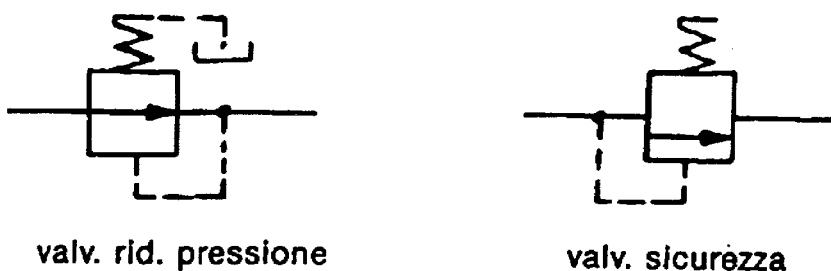


Fig. 23.2

Il drenaggio esterno, per la valvola riduttrice di pressione è una necessità legata al principio stesso di funzionamento, ma soprattutto alle caratteristiche del fluido considerato, che è praticamente incompressibile.

Analizzando il funzionamento della valvola riduttrice di pressione in condizioni statiche di mantenimento di una pressione ridotta ad esempio tenendo un pistone fermo sotto pressione in uscita con valvola chiusa tende a diminuire rispetto al valore impostato, ciò determina l'apertura della valvola, però non essendoci richiesta di portata la pressione tende subito a salire oltre il valore impostato, ciò fa aprire il pilotaggio a scarico (drenaggio) che fa chiudere l'alimentazione; questo ciclo si ripeterà indefinitamente causando appunto un continuo drenaggio indispensabile al funzionamento.

La Fig. 23.3 riporta lo schema simbolico dettagliato dal quale è rilevabile il funzionamento intrinseco della valvola riduttrice di pressione con pilotaggio interno e relativi collegamenti.

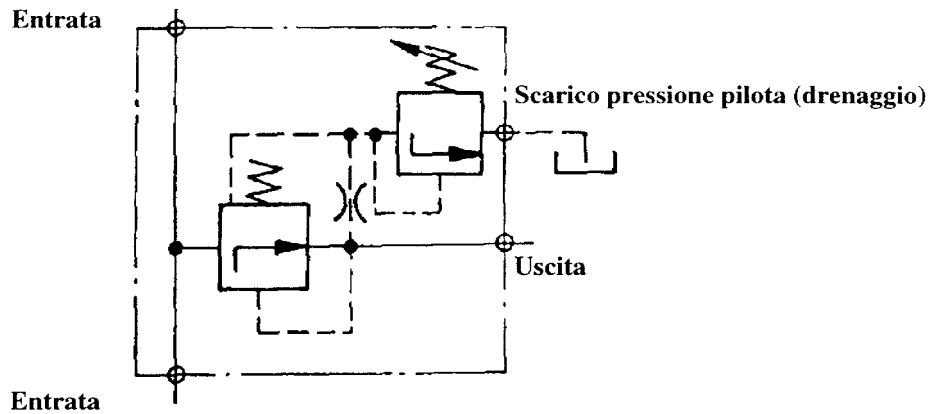


Fig. 23.3

Valvola riduttrice di pressione pilotata DENISON serie R4R (Fig. 23.4)

Consiste di due sezioni di valvole: una valvola a sede ad elevato flusso controllata da una valvola pilota a piccolo flusso, applicata sopra.

In assenza di pressione l'**otturatore principale** è mantenuto a contatto con la sua sede (**camicia**) dall'azione di una molla relativamente debole, che agisce sulla superficie inferiore dell'otturatore (chiusura da **B** verso **A**).

La pressione del sistema presente in **B** si trasmette attraverso la canalizzazione di pilotaggio e, oltrepassando il **regolatore di flusso compensato** integrato nella testa pilota, agisce sulla superficie superiore dell'otturatore allontanandolo dalla sede della camicia.

Contemporaneamente agisce sul **cono pilota**. Fintanto che la pressione primaria risulta inferiore al valore di taratura della **molla di regolazione**, l'**otturatore principale** rimane aperto: la pressione secondaria (bocca **A**) eguaglia quella primaria (bocca **B**).

Quando la pressione secondaria raggiunge il valore di taratura della molla, il **cono pilota** si scosta dalla sua **sede** e scarica del flusso di pilotaggio, limitando così la pressione presente sulla superficie superiore dell'**otturatore principale** che tende a chiudersi, per effetto della sua molla, fino a raggiungere una posizione tale da generare una perdita di carico (**p**) che mantenga una pressione alla bocca secondaria identica alla pressione della camera di pilotaggio.

In queste condizioni la pressione nella camera di pilotaggio si mantiene costante, grazie al controllo effettuato dalla valvola di massima pressione costituita da **sede pilota**, **cono pilota**, **molla di regolazione** e l'**otturatore principale** si posizionerà automaticamente in modo da variare la perdita di carico, al passaggio del fluido, per mantenere costante, al valore voluto, la pressione alla bocca secondaria.

Quando, all'utilizzo non è richiesta alcuna portata, condizioni statiche, l'**otturatore principale** si chiude completamente; ogni possibile perdita, dall'alta pressione alla bassa che farebbe salire alla pressione ridotta al valore della pressione d'entrata, è eliminata attraverso la **valvola di ritegno** posta nell'interno dell'**otturatore principale**.

La pressione ridotta è regolata variando la taratura della **molla di regolazione** della valvola pilota.

La perdita di fluido attraverso il **cono pilota**, necessaria al funzionamento della valvola, è mantenuta costante, a qualunque valore di pressione d'esercizio, attraverso il **pistone compensatore** che ha funzione di **regolatore di flusso compensato** a pressione.

Un tempo di risposta rapido ed un'eccezionale stabilità di regolazione sono garantiti dalla **guida a sfere lineare** su cui è montato l'**otturatore principale**.

Le valvole R4R possono essere comandate a distanza collegando alla bocca di pilotaggio (X) una valvola ausiliaria di massima pressione.

Bloccando la bocca di drenaggio (Y) la valvola rimane aperta collegando la bocca d'entrata (B) con la bocca d'uscita (A). Ricollegando il drenaggio al serbatoio, la valvola funzionerà normalmente come riduttrice di pressione.

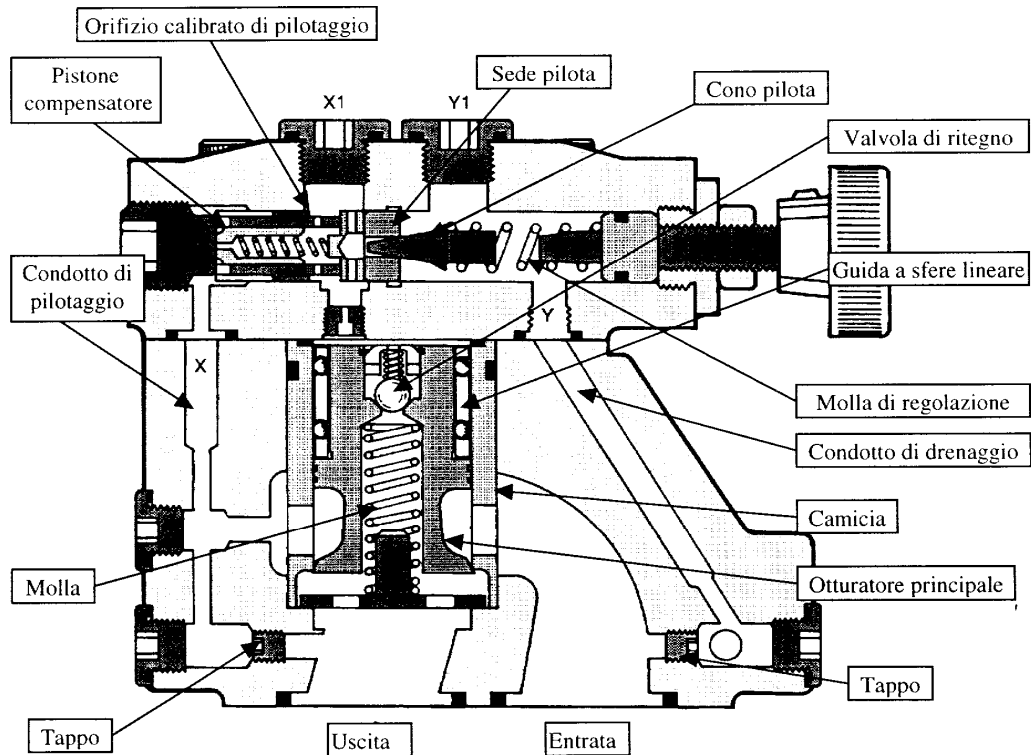


Fig. 23.4

13 MOTORI OLEODINAMICI VOLUMETRICI

Gran parte delle considerazioni esposte parlando delle pompe volumetriche possono essere riferite anche ai motori idraulici volumetrici di tipo corrispondente. Peraltro, le diverse esigenze funzionali richiedono in genere per il motore una maggiore simmetria costruttiva rispetto alla pompa, sia poiché è prevista normalmente la possibilità di invertire il senso di rotazione, sia poiché può essere previsto il funzionamento in frenatura (ossia il motore, se trascinato dal carico, funziona come pompa).

13.1 CARATTERISTICHE PECULIARI DEI MOTORI VOLUMETRICI

Coppia

Unitamente alla velocità di rotazione, la coppia resa all'albero del motore idraulico costituisce il parametro fondamentale di funzionamento. Teoricamente, essa è espressa dalla relazione:

$$M = C \cdot p \frac{1,59}{100} \quad [\text{N.m}]$$

dove:

C = cilindrata del motore [cm^3/giro]

p = pressione di alimentazione [bar]

La coppia effettivamente resa è data dall'espressione:

$$M_{\text{eff}} = M_t \cdot \eta_{\text{mecc}} \quad [\text{N.m}]$$

dove:

η_{mecc} = rendimento meccanico del motore

Velocità di rotazione

La velocità teorica di rotazione è esprimibile mediante la relazione:

$$n = \frac{Q}{C} \cdot 1000 \quad [\text{giri / min}]$$

dove:

Q = portata di liquido immessa nel motore [l/min]

C = cilindrata del motore [cm^3/giro]

La velocità effettiva di rotazione è data dalla relazione:

$$n_{\text{eff}} = n_t \cdot \eta_{\text{vol}} \quad [\text{giri/min}]$$

dove:

η_{vol} = rendimento volumetrico del motore

Potenza

La potenza resa all'albero dal motore è proporzionale al prodotto della coppia per la velocità di rotazione, ossia:

$$P = \frac{M \cdot n}{9554} \text{ [kW]}$$

La potenza assorbita dal motore vale:

$$Pa = \frac{M \cdot n}{9554 \cdot \eta_{tot}} \text{ [kW]}$$

essendo il rendimento complessivo del motore $[\eta_{tot} = \eta_{vol} \cdot \eta_{mecc}]$

La potenza resa può essere anche valutata in funzione della portata e della pressione di alimentazione, attraverso la formula:

$$P_r = \frac{Q \cdot p}{600} \eta_{tot} \text{ [kW]}$$

Rendimento

In Fig. 24.1 sono riportate le curve che esprimono il legame $M = f(p, n)$ e $Q = f(p, n)$, relativamente a un motore orbitale (l'andamento è in ogni caso tipico dei motori idraulici in generale).

Rendimento volumetrico (Fig. 24.1) L'inclinazione della curva **Q** dà indicazioni sul valore del rendimento volumetrico.

La curva mostra quanta portata necessita per avere una determinata velocità dell'albero di uscita.

La restante parte della portata in ingresso non determina velocità del motore ma rappresenta la portata di fuga che lo attraversa o è convogliata al drenaggio.

Quando il carico aumenta (aumenta la pressione di lavoro), aumenta anche la portata di tra filamento **Q₃** e per questo si riduce la velocità del motore.

Rendimento meccanico (Fig. 24.2). Le curve di coppia (curve della caduta di pressione) decrescono per velocità molto basse e molto alte.

La curva in discesa a bassa velocità è un'indicazione di perdita meccanica mentre quella dell'alta velocità indica una perdita idraulica.

Le perdite idrauliche hanno valore massimo alle alte velocità.

Una maggiore portata determina una maggiore caduta di pressione nell'attraversare il motore, pertanto il Δp disponibile al motore diminuisce e quindi il motore genera meno coppia.

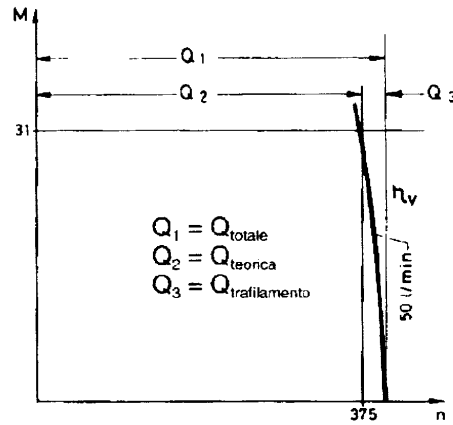


Fig. 24.1

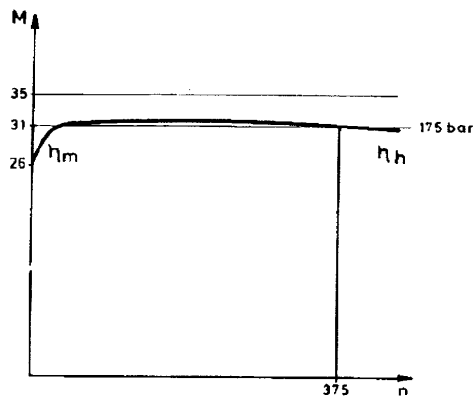


Fig. 24.2

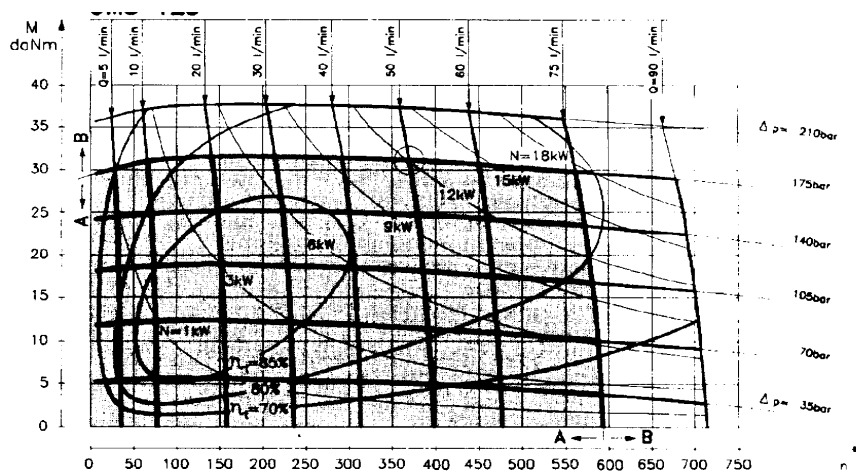


Fig. 24.3

Le linee racchiudenti le "isole" all'interno del diagramma rappresentano il luogo dei punti di uguale rendimento totale. In generale valgono le seguenti considerazioni:

- La coppia di spunto è inferiore a quella di regime, e questa diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione. All'avviamento occorre, infatti, vincere l'attrito di primo distacco. Ai bassi

regimi di rotazione sono poi percentualmente sensibili le perdite per attrito secco, mentre agli alti regimi diventano preponderanti le perdite idrodinamiche. In sostanza esiste una velocità ottimale, funzione anche delle caratteristiche del fluido, in corrispondenza alla quale risulta minima la somma di tutte le perdite e quindi massimo il rendimento;

- Alimentando il motore con portata costante, la velocità di rotazione diminuisce all'aumentare della pressione di esercizio (ossia della coppia resistente). Come per la pompa, infatti, i trafiletti interni aumentano all'aumentare della pressione;
- Il motore per essere avviato deve essere alimentato da una portata pari almeno ai trafiletti corrispondenti alla pressione necessaria per vincere la coppia resistente;
-
- Ai bassi regimi di rotazione il motore presenta irregolarità di funzionamento, ossia la velocità non è rigorosamente costante. Infatti, in generale la coppia erogata ed i trafiletti non sono costanti al variare della posizione angolare del rotore, ma presentano delle irregolarità periodiche. Inoltre il fenomeno è condizionato dalla natura del carico, che può agire da volano regolarizzatore se dotato di elevata inerzia, mentre esalta l'irregolarità propria del motore se ha poca inerzia ed è discontinuo (intervengono in questo caso effetti collaterali legati alla comprimibilità del fluido).

13.2 TIPI COSTRUTTIVI

Nelle unità a cilindrata variabile, occorre tenere presente che l'eventuale regolatore di portata deve intervenire aumentando la cilindrata se aumenta la pressione o viceversa, contrariamente cioè a quanto avviene nella pompa.

13.2.1 MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI E INTERNI

Sono realizzati solo nella versione a cilindrata fissa.

La coppia disponibile allo spunto risulta in genere notevolmente inferiore rispetto a quella nominale, a causa della variazione della sezione di spinta in funzione dell'angolo di ingranamento.

A causa del rendimento volumetrico non molto elevato, è opportuno limitare la velocità minima a valori non inferiori a circa 50 rad/s.

Oltre al basso costo, i loro aspetti positivi sono la scarsa sensibilità agli agenti contaminanti e la possibilità di sopportare bene punte di velocità superiori alla massima.

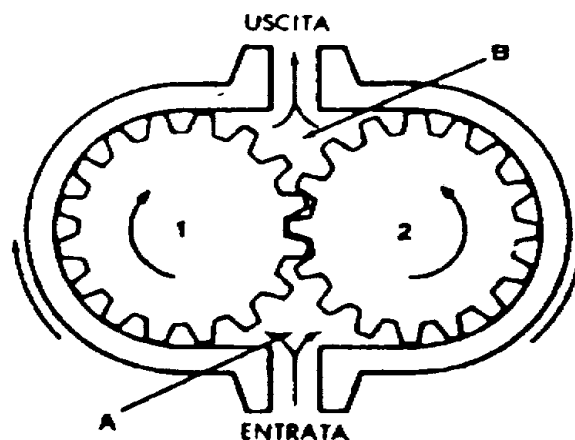


Fig. 24.4

La Fig. 24.4 illustra schematicamente il funzionamento di un motore ad ingranaggi.

Poiché si tratta di un motore, entrambi gli ingranaggi sono mossi dall'olio, ma soltanto uno è collegato all'albero motore; il funzionamento è essenzialmente il contrario di quello di una pompa ad ingranaggi.

La portata, fornita dalla pompa, entra nella camera (A) e scorre, sia nell'una sia nell'altra direzione, lungo la superficie interna del corpo forzando così gli ingranaggi a ruotare come indicato in figura.

Il movimento rotatorio dell'albero è quindi sfruttabile per produrre lavoro.

13.2.2 MOTORI A PALETTE

Sono realizzati normalmente solo nella versione a cilindrata fissa.

Sono caratterizzati da rendimenti volumetrici e meccanici superiori a quelli dei motori a ingranaggi, sia all'avviamento sia a regime.

La velocità minima di rotazione è dell'ordine di 10 rad/s. Nei tipi a bassa velocità di rotazione, le palette sono premute contro l'anello esterno da molle.

Poiché all'istante iniziale con rotore fermo non esiste forza centrifuga, è necessario provvedere a mantenere premute le palette contro la superficie interna del corpo.

A tale scopo sono frequentemente impiegate delle molle.

Nella pompa a palette tale accorgimento non è necessario perché la rotazione è generata dall'albero motore e di conseguenza la forza centrifuga agisce fin dal primo istante.

Il funzionamento di un motore a palette Fig. 24.5 è il seguente: il liquido spinto dalla pompa entra nel primo alveolo, e, a causa della differente superficie di spinta che offrono le due palette, genera una coppia sul rotore, che, vincendo la resistenza del carico lo fa ruotare.

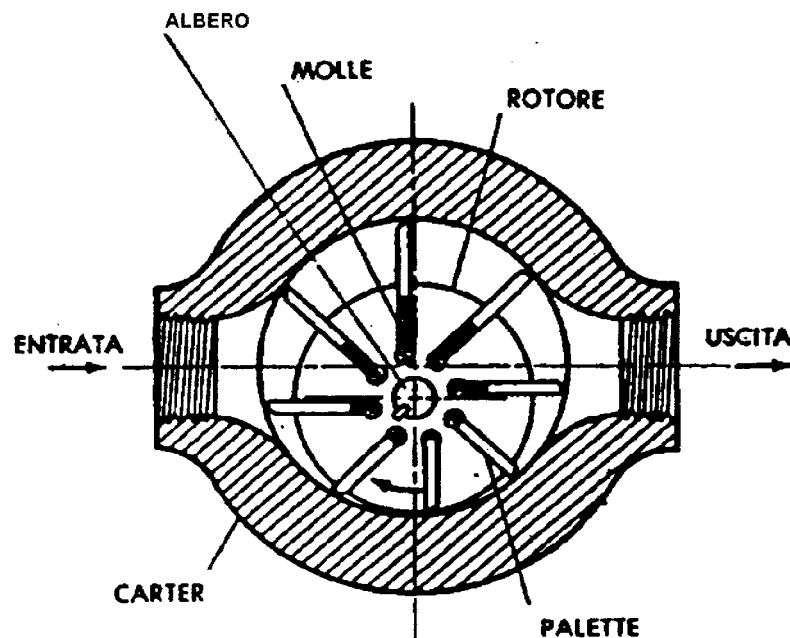


Fig. 24.5

13.2.3 MOTORE OLEODINAMICO DENISON A PALETTE

Funzionamento

L'albero del motore è azionato dal **rotore**.

Le **palette**, alloggiare nelle cave del **rotore**, si muovono radicalmente per aderire contro l'**anello a camma**.

L'anello ha due sezioni radiali maggiori e due minori unite da porzioni intermedie chiamate **rampe** (Fig. 24.8).

I carichi che agiscono sull'albero sono diametralmente opposti e, quindi, bilanciati.

Molle leggere premono le palette radicalmente contro il profilo dell'**anello a camma** assicurando una tenuta con velocità zero in modo da consentire al motore di sviluppare la coppia di spunto.

Alle alte velocità, all'azione delle molle si aggiunge quella della forza centrifuga.

Le gole radiali ed i fori delle palette bilanciano le forze idrauliche sulle **palette** ogni istante (Fig. 24.7).

Il fluido entra ed esce dalla cartuccia del motore attraverso apposite aperture ricavate nei **piatti di distribuzione** e poste in corrispondenza delle **rampe** dell'**anello a camma**.

Il fluido in pressione, entrando nella bocca **A**, fa ruotare in senso orario il motore. Il flusso è così trasportato nel tratto iniziale della rampa per mezzo della quale è messo in comunicazione con la bocca **B** per ritornare a bassa pressione del sistema.

Con pressione nella bocca **B** il **rotore** avrà una rotazione antioraria. Tra le superfici dei **piatti di distribuzione** ed il **rotore** è sempre presente un film d'olio.

Il **piatto distributore flottante** è mantenuto contro l'**anello a camma** dalla pressione di lavoro, in modo da compensare anche quelle variazioni dimensionali che possono intervenire in funzione delle differenti pressioni e temperature di esercizio.

Una **valvola selettiva**, incorporata nel **piatto distributore flottante** (Fig. 24.6) ne assicura l'aderenza a seconda che l'alta pressione sia presente nella bocca **A** o **B**.

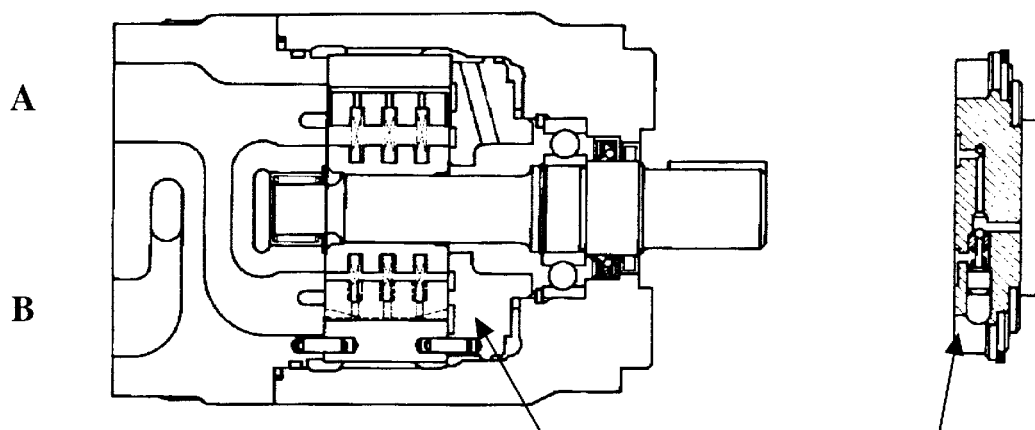
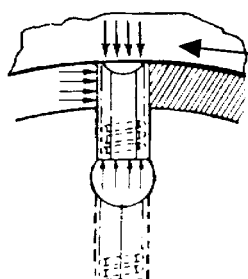


Fig. 24.6

Piastra di distribuzione flottante. Incorpora una valvola selettiva attraverso la quale il segnale di pressione più elevato giunge all'area di chiusura.



Equilibratura delle palette. Le palette, bilanciate da forze assiali e radiali, sono mantenute aderenti alla superficie lubrificata dell'anello a camma tramite le molle e la forza centrifuga.

Fig. 24.6

Rampa bocca A. Per rotazione oraria la palette si muove verso l'esterno.

Arco minore. La palette separa la zona di entrata da quella di uscita.

Rotore. È realizzato in acciaio temperato altamente legato.

Rotazione. Può essere cambiata invertendo la direzione del flusso.

Arco maggiore. Il fluido lavora spingendo la palette.

Rampa bocca B. Per rotazione oraria la palette si muove verso l'interno.

Anello a camma. Intercambiabile con altri di differenti cilindrata.

Scanalature laterali e fori radiali. Assicurano il bilanciamento della pressione sotto e sopra la palette.

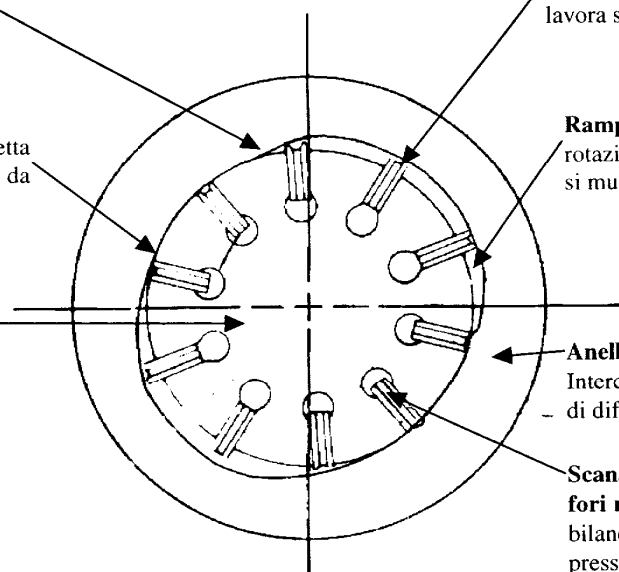


Fig. 24.7

13.2.4 MOTORI A PISTONI

I motori idraulici a pistoni rotanti possono essere di due tipi, a pistoni radiali (Fig. 24.6 e 24.7) e a pistoni assiali (Fig. 24.8).

Nel primo tipo il liquido, proveniente dalla pompa, è distribuito dal blocco di distribuzione centrale in metà dei cilindri e agisce sui pistoni spingendoli verso l'estremo e mantenendoli premuti contro il rotore che è eccentrico rispetto all'asse del blocco cilindri.

I pistoni, nel loro movimento radiale di allontanamento dal centro, trascinano in rotazione il rotore ed il blocco cilindri che, essendo solidale con l'albero motore, lo mette in movimento. Il principio di funzionamento dei motori a pistoni assiali è analogo.

La portata, fornita dalla pompa, viene dalla piastra distributrice distribuita in metà dei cilindri e agisce sui pistoni spingendoli in modo da allontanarli dalla piastra.

La spinta può essere scomposta in una forza assiale sull'albero motore, cui reagiscono i cuscinetti reggispinta, ed in una forza tangenziale che dà origine alla coppia motrice.

Nel loro moto di allontanamento dalla piastra, i pistoni mettono quindi in rotazione sia l'albero, che il blocco cilindri. In tutti i tipi di motori a pistoni, mentre alcuni pistoni sono soggetti alla spinta della portata d'alimentazione, gli altri scaricano l'olio attraverso l'attacco di uscita.

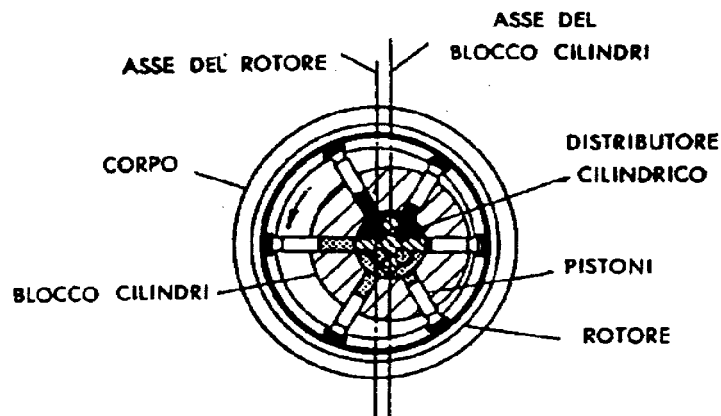


Fig. 24.8

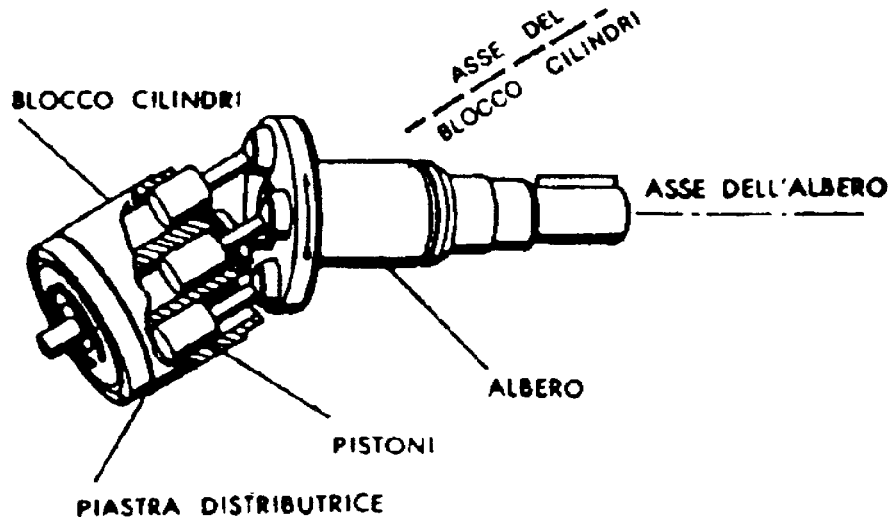


Fig. 24.9

13.2.5 MOTORI ORBITALI

Sono motori oleodinamici realizzati con il sistema ad ingranaggi interni di particolare conformazione che consentono l'esplicazione di alcune caratteristiche interessanti, fra le quali: nessun trafilamento di drenaggio; possibilità di fornire un'elevata coppia a bassissimo numero di giri; elevate doti di reversibilità, dovute alla bassissima inerzia delle parti mobili. Il motore, rappresentato schematicamente in sezione nella Fig. 24.10 in tre diverse posizioni di funzionamento, durante il passaggio di un dente del rotore da una cava alla successiva dello statore, è costituito da un ingranaggio fisso a dentatura interna e da un rotore costituito da un ingranaggio a dentatura esterna; le dentature hanno un profilo ben definito poiché l'ingranaggio fisso ha sette denti, mentre quello mobile ne ha sei ed il suo centro non è immobile, ma descrive una circonferenza.

Inoltre i denti del rotore sono sempre a contatto con almeno uno dei denti dello statore, mantenendo la separazione tra la zona, rispettivamente con l'arrivo della pressione e con lo scarico, avvengono attraverso un distributore rotante azionato dal rotore stesso.

Essendo il movimento del rotore una combinazione di rotazione e traslazione, l'accoppiamento tra esso e l'albero motore è effettuato tramite un innesto dentato, il quale trascina anche il distributore rotante.

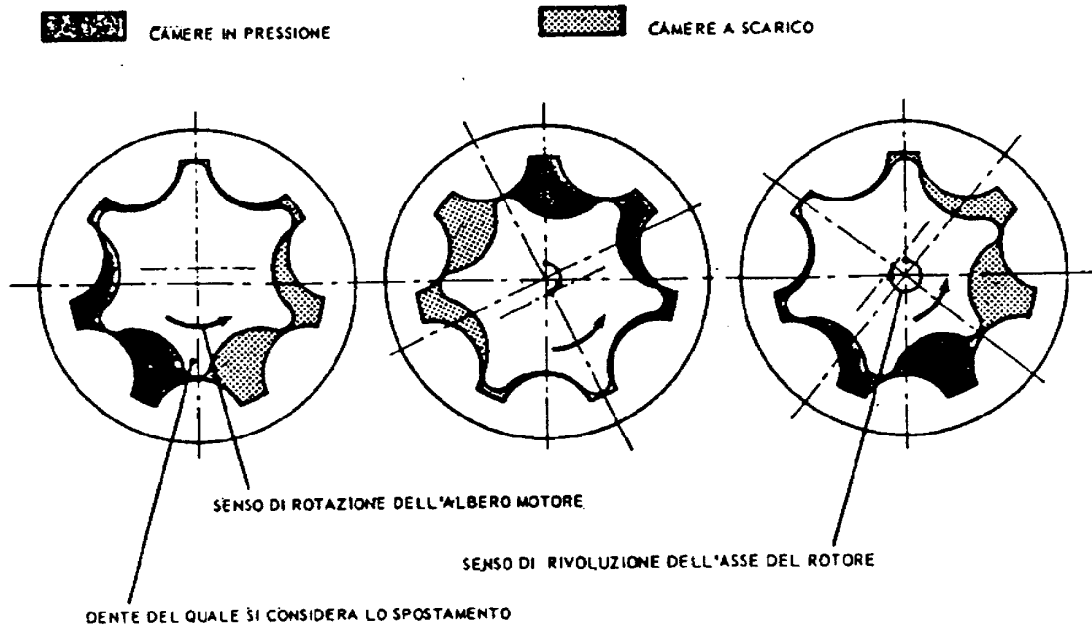


Fig. 24.10

Il movimento di rotazione del motore causa la messa in pressione di tre o quattro camere che esso forma con la dentatura della statore, e la conseguente messa a scarico delle rimanenti, e ciò avviene con una variazione continua di posizione.

Lo spostamento di un dente qualsiasi del rotore (Fig. 24.10) da una cava alla successiva dello statore ($1/7$ di giro dell'albero motore) provoca una rivoluzione del suo centro di $6/7$ di giro, quindi sono successivamente messe in pressione sei camere: cioè ad un giro dell'albero motore si hanno 42 riempimenti di camere, ed è appunto da ciò che si può spiegare la possibilità di sviluppare, rispetto ad altri tipi di motori idraulici, una coppia elevata a basso numero di giri.

14 CIRCUITO 3

In questo terzo circuito, che ci permette di completare lo studio delle applicazioni dei più comuni componenti oleodinamici, è considerato l'azionamento di due cilindri oleodinamici (Fig.25.1). Il pistone del cilindro C1, verso la fine della sua corsa in fuori, per mezzo di una camma, effettua la chiusura graduale della valvola di decelerazione VD ottenendo un rallentamento prima di arrivare alla fine della corsa, fino all'arresto completo del pistone; nel senso inverso l'olio arriva al cilindro passando attraverso la valvola di ritegno, di solito incorporata nella stessa valvola di decelerazione. Il cilindro C2 è sistemato in posizione verticale e il pistone potrebbe abbassarsi accidentalmente per effetto dei trafilamenti attraverso l'elettrovalvola o a causa della rottura di un tubo; per evitare tale inconveniente è installata, direttamente sull'attacco inferiore del cilindro, una valvola di ritegno pilotata VRP. La valvola di ritegno pilotata è installata in modo da lasciare libero il flusso dell'olio durante la manovra di salita del pistone; nel senso inverso, discesa del pistone, l'olio può passare solo se la valvola è pilotata dalla pressione inviata nella parte superiore del cilindro. La discesa del pistone potrà avvenire perciò solo se è comandata intenzionalmente. La centralina è concepita in modo analogo alla precedente di fig.19.1 munita in pratica d'accumulatore oleopneumatico e di un sistema automatico per la messa a scarico della pompa, al raggiungimento della massima pressione nell'impianto. La valvola di sicurezza e scarico VSS è pilotata dalla stessa pressione del circuito; quando questa si apre la pompa invia l'olio a scarico a pressione nulla, mentre la valvola di ritegno VR isola la pompa dall'impianto in pressione. Quando la pressione nell'impianto diminuisce del 10% rispetto al valore massimo, si ha automaticamente la chiusura della valvola di sicurezza e scarico e la pompa manda nuovamente nel circuito. In quest'impianto si ha la massima utilizzazione dell'energia immessa tramite il motore elettrico e l'olio non subisce un apprezzabile riscaldamento, per questo non è necessario lo scambiatore di calore. Passeremo quindi in rassegna le nuove apparecchiature oleodinamiche inserite in questo terzo circuito esaminato.

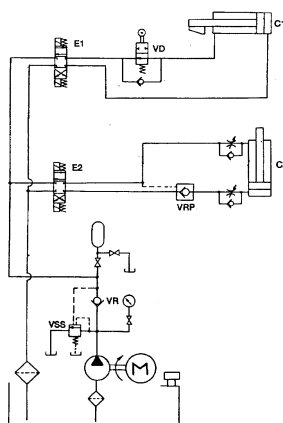


Fig. 25.1

15 COMPONENTI OLEODINAMICI (3°GRUPPO)

15.1 VALVOLE DI SICUREZZA E SCARICO PER ACCUMULATORI

Il principio costruttivo della valvola di sicurezza è stato ripreso aggiungendovi un pistone di sequenza e una valvola di ritegno a molla per realizzare un'altra valvola; se essa è inserita in un circuito provvisto d'accumulatore si ottengono lo scarico e l'inserimento automatico della pompa di riempimento ai limiti superiore ed inferiore di un campo di pressione, assicurando così il permanente rifornimento dell'accumulatore.

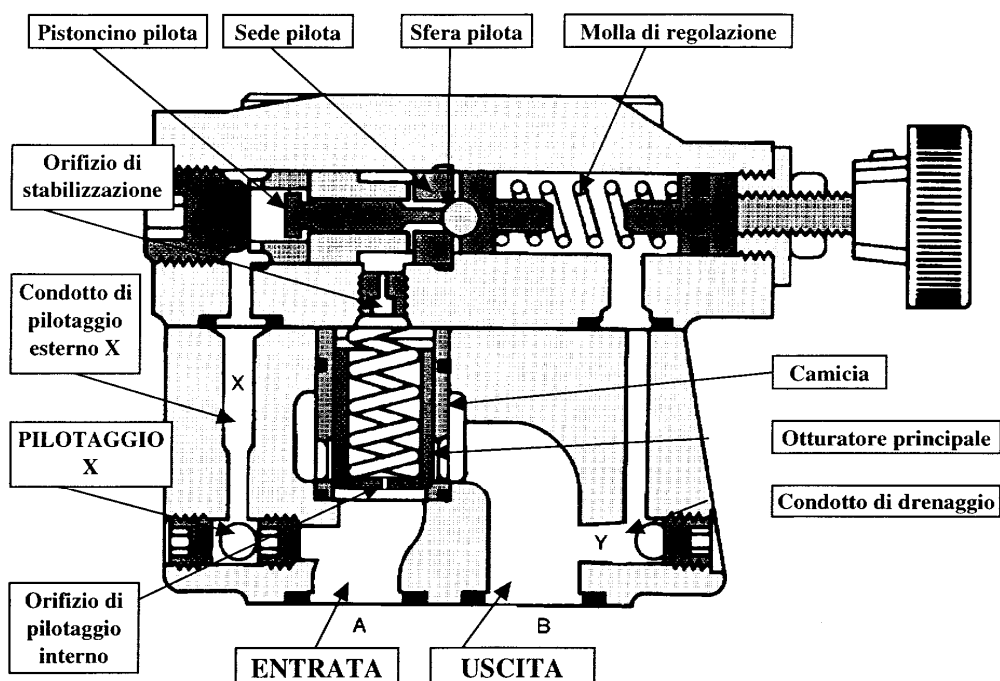


Fig. 26.1

La Fig. 26.1 illustra la valvola di scarico DENISON per impianti con accumulatori; nella pagina successiva sono indicate le varianti con pilotaggio mediante elettrovalvola.

L'utilizzazione della valvola di scarico DENISON richiede l'installazione nel circuito di una valvola di ritegno semplice.

Sono anche disponibili valvole di disinserimento della pompa, sempre in circuiti con accumulatori comprendenti nello stesso corpo la valvola di ritegno.

15.1.1 VALVOLE DI SCARICO DN10 / DN25/ DN32/ SERIE R4U

15.1.1.1 Descrizione

Le valvole di scarico serie **R4U** sono del tipo pilotato e sono realizzate secondo il sistema a cartuccia DENISON.

Ciò permette di ottenere valvole a basso tempo di risposta con funzionamento dolce ed esente da colpi. La soluzione a cartuccia permette inoltre, eliminando il corpo della valvola, la facile inserzione in blocchi oleodinamici.

Tutte le valvole di scarico serie **R4U** sono provviste d'attacco per il pilotaggio esterno e per l'eventuale drenaggio esterno.

La versatilità delle valvole serie **R4U** permette il funzionamento con fluidi speciali od ininfiammabili i passaggi interni, ben studiate garantiscono il funzionamento con bassi valori di perdite di carico.

15.1.1.2 Funzionamento

Le valvole di scarico **R4U** hanno due funzioni base: di valvola di massima pressione e di valvola di messa a scarico.

Quando funzionano come valvola di massima pressione operano come segue: la pressione di linea, dalla bocca d'entrata, alimentata, attraverso l'**orifizio calibrato** situato nell'**otturatore principale**, la camera della molla principale e la **sfera pilota** situata nella testa pilota che è mantenuta in **sede** dal carico della **molla di regolazione**, in condizioni statiche quindi l'**otturatore principale**, trovandosi soggetto alla medesima pressione sui due lati, risulterà bilanciato e sarà mantenuto in posizione di chiusura dal carico della propria molla.

Quando la pressione aumenta, oltre al valore della **molla di regolazione**, la **sfera** si alzerà limitando la pressione della camera della molla principale al proprio valore di regolazione. Un ulteriore aumento della pressione di linea vincerà il carico della molla principale permettendo l'apertura dell'**otturatore** e collegando la bocca d'entrata a quella d'uscita.

Nell'impiego come valvola di scarico è sufficiente collegare la bocca di pilotaggio **X** ad una fonte di pressione.

Quando la pressione pilota, che agisce sul **pistoncino pilota** di controllo situato nella testa pilota, vincerà il carico della **molla di regolazione**, la **sfera** sarà comandata dal **pistoncino** e permetterà il libero deflusso dell'olio dalla camera della molla dell'**otturatore principale**.

In queste condizioni l'**otturatore principale** non sarà più soggetto alla pressione nella camera della molla e pertanto si alzerà collegando direttamente la bocca d'entrata a quella di scarico senza apprezzabili perdite di carico (Fig. 26.2).

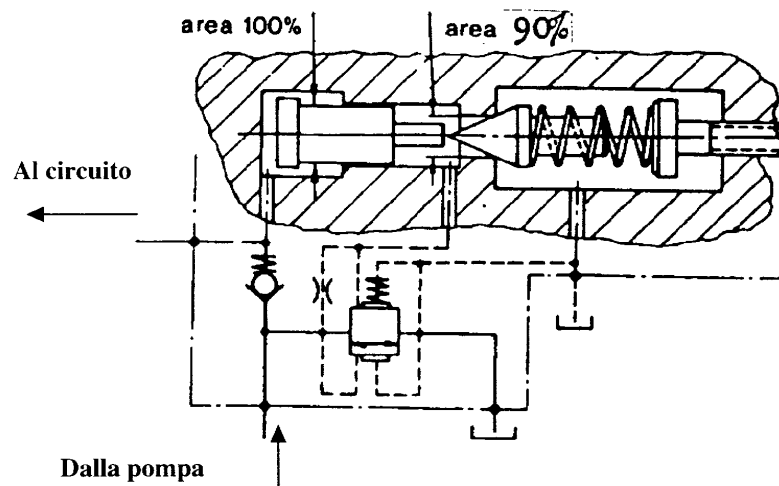


Fig. 26.2

Poiché il **pistoncino** di controllo ha un'area superiore del 10% circa dell'area della **sede** della **sfera**, risulterà un differenziale di pressione tra la pressione d'apertura e quella di chiusura.

Ciò permette l'impiego delle valvole **R4U** come connettore e disgiuntore per la carica d'accumulatori oleodinamici.

16 VALVOLE DI DECELERAZIONE

La frenatura idraulica di una massa in movimento avviene intercettando e bloccando lo scarico del motore o del cilindro che comanda il movimento stesso.

Nella sua realizzazione più semplice essa può sfruttare una comune valvola direzionale che, con mezzi adeguati, può essere bloccata in posizione tale da interdire lo scarico, determinando così l'arresto del motore; quando però le masse in movimento sono notevoli, è indispensabile ricorrere a misure supplementari per limitare i valori massimi della pressione di frenatura: se, infatti, all'attuatore sono collegate notevoli masse inerziali, al loro arresto l'energia cinetica che esse possiedono va a scaricarsi sull'olio racchiuso nella camera del cilindro e della qual è interdetto lo scarico traducendosi così in punte di pressione che possono raggiungere valori molto elevati.

Nel caso di movimenti rotatori si attua normalmente una limitazione "secondaria" della pressione facendo in modo che, nonostante lo scarico bloccato, il motore possa ruotare ancora di una quantità limitata durante la frenatura, proprio allo scopo di contenere la pressione massima indotta dalle masse d'inerzia.

Nel caso invece d'attuatori a movimento lineare (ossia di cilindri) si fa ricorso agli smorzatori (o ammortizzatori) d'estremità, costituiti il più delle volte da elementi conici che penetrando gradualmente in una bussola nel tratto terminale della corsa, riducono progressivamente la sezione di scarico dell'olio, addolcendo così l'azione frenante mediante il suo prolungamento nel tempo.

Ciò corrisponde ad una decelerazione che può però essere ottenuta anche mediante speciali valvole, dette appunto valvole di decelerazione, capaci di agire in funzione della corsa del cilindro, strozzando progressivamente il flusso di carico e realizzando così la frenatura secondo la legge richiesta (Fig. 27.1).

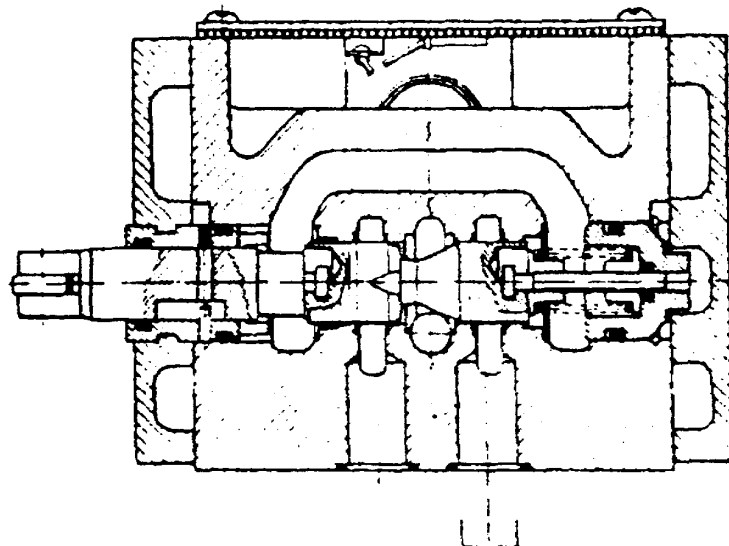


Fig. 27.1

Il comando di queste valvole può avvenire mediante camme (rettilinee o curvilinee) e consente in pratica la realizzazione di qualunque legge di decelerazione; nella frenatura iniziale (ossia all'inizio di

movimenti e che potrebbe meglio essere definita accelerazione graduale) speciali vantaggi offrono le valvole nelle quali è effettuata una radiazione radiale della sezione di deflusso.

La Fig. 26.2 riporta in diagramma la corsa di una valvola di decelerazione in funzione della differenza di pressione riferita ad una portata di 30 l/min.: il controllo della portata che passa sul pistone della valvola è realizzato in modo che inizialmente la frenatura avvenga in modo dolce, aumentando gradualmente d'intensità al procedere della corsa, fino a raggiungere un massimo verso la fine della corsa stessa.

Per l'impiego di un circuito oleodinamico ciò significa che la progressiva riduzione della sezione effettuata in funzione della corsa riduce progressivamente la velocità dell'attuatore oleodinamico controllato, mentre allo scarico, a seguito dell'azione dello strozzamento, si crea una contro pressione di frenatura.

Il valore di questa pressione dipende dall'energia cinetica delle masse frenate e dalla legge di variazione della sezione di deflusso in funzione della corsa - tempo.

Un basso tempo di frenatura comporta un elevato valore della contropressione nella camera lato scarico dell'attuatore.

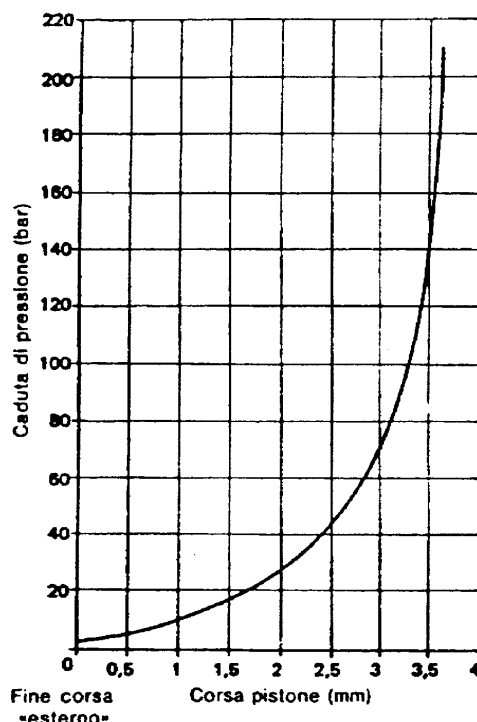


Fig. 27.2 - Relazione tra caduta di pressione e corsa del cursore per una valvola di decelerazione con portata di 30 l/min e con olio con viscosità 2,2 E° a 50°C

16.1 CIRCUITO A DUE VELOCITÀ

Tralasciando, per ora, le possibilità che le valvole proporzionali offrono nella regolazione della velocità d'attuatori mediante l'importazione elettronica di rampe d'accelerazione e decelerazione, le valvole di decelerazione descritte nel capitolo precedente non presentano più gran rilevanza applicativa poiché necessitano dell'installazione in prossimità degli organi azionati.

Sono pertanto più convenienti soluzioni circuitali (Fig. 27.3) che utilizzano combinazioni di regolatori di portata ed elettrovalvole di by-pass.

Il circuito schematicizzato consente, per esempio, il ritorno rapido del pistone finché, l'elettrovalvola E2 resta eccitata, in contemporanea del solenoide di destra dell'elettrovalvola principale E1.

Un fine corsa elettrico determinerà la diseccitazione di E2, costringendo la portata in scarico a passare tutta attraverso il regolatore di flusso RF2, con evidente rallentamento della velocità dello stantuffo nell'ultimo tratto della corsa di rientro.

17 VALVOLE DI RITEGNO PILOTATE

Sono, come le valvole di ritegno normali, valvole che permettono il flusso in un solo senso, inoltre però, mediante un apposito segnale di pressione pilota, possono permettere il flusso anche nel senso normalmente bloccato oppure vietarlo anche nel senso normalmente permesso.

Si ottiene ciò semplicemente spostando l'otturatore nel senso desiderato mediante un pistoncino che è spinto dall'olio di pilotaggio (Fig. 28.1). La pressione di pilotaggio dipende sia dal rapporto fra le aree del pistoncino e dell'otturatore, sia dal valore della pressione da contrastare, sia dalla forza della molla.

Se lo scopo è di permettere il flusso nel senso normalmente vietato la pressione di pilotaggio varrà:

$$P_{pil} = \frac{\text{Area ottur. (A}_o\text{)}}{\text{Area pilot. (A}_p\text{)}} \cdot p_{\text{circuito a monte}} + \frac{\text{Forza molla}}{\text{Area pilot (A}_p\text{)}} - \frac{\text{Area ottur.}}{\text{Area pilot. (A}_p\text{)}} \cdot p_{\text{circuito a valle}}$$

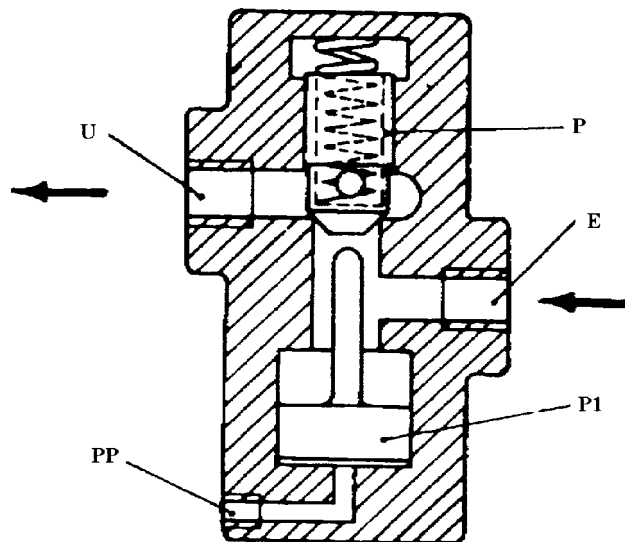


Fig. 28.1

In particolari costruzioni la pressione in uscita agisce sulla seconda faccia del pistoncino di comando, priva di drenaggio, richiedendo quindi pressioni di pilotaggio assai elevate e spesso il non corretto funzionamento della valvola.

E' necessario, pertanto, prevedere la valvola di ritegno pilotata con drenaggio esterno qualora la bocca d'entrata è sottoposta a contropressioni nella fase di pilotaggio.

Nella Fig. 28.2 sono evidenziate le due tipiche applicazioni:

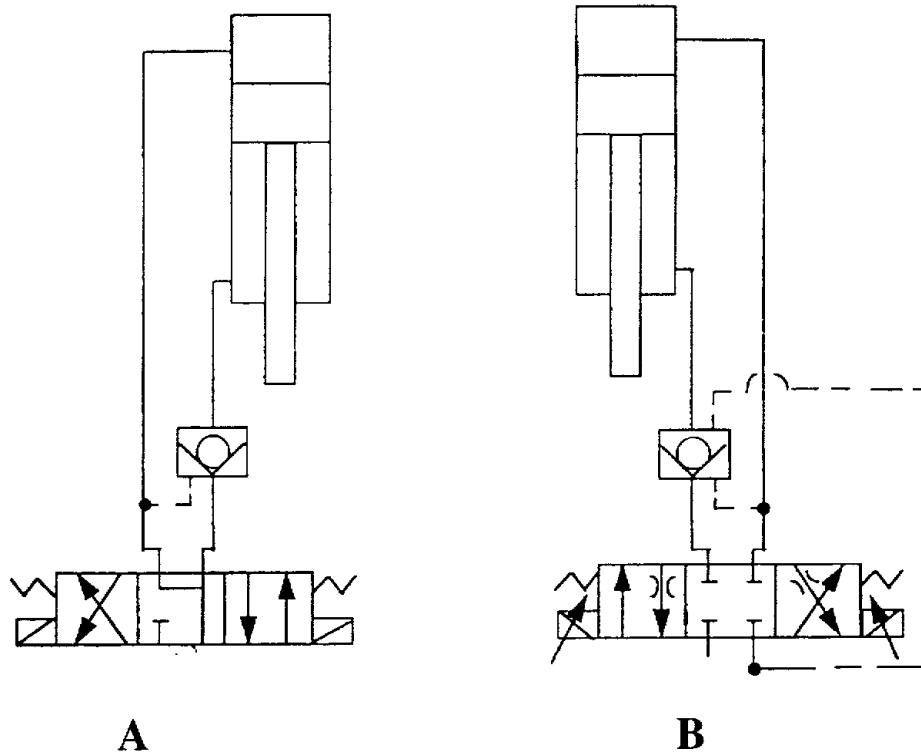


Fig. 28.2

La Fig. 28.2.A è una valvola senza drenaggio. Infatti, quando la stessa è pilotata, la bocca d'entrata di flusso libero è collegata liberamente allo scarico, senza contropressioni.

La Fig. 28.2.B è una valvola con drenaggio esterno. Infatti, nella fase di discesa con valvola pilotata, il distributore proporzionale crea una contropressione per controllare la velocità del cilindro.

Altre costruzioni prevedono che il pistoncino di comando agisca inizialmente solo su un particolare otturatore più piccolo che quello principale, per ridurre la differenza di pressione ed aprire poi quella principale con assai minore sforzo.

Nella Fig. 28.3 è illustrata la valvola di ritegno pilotata con preapertura e con la possibilità di avere la seconda faccia del pistone di pilotaggio drenata internamente oppure drenata esternamente secondo le applicazioni.

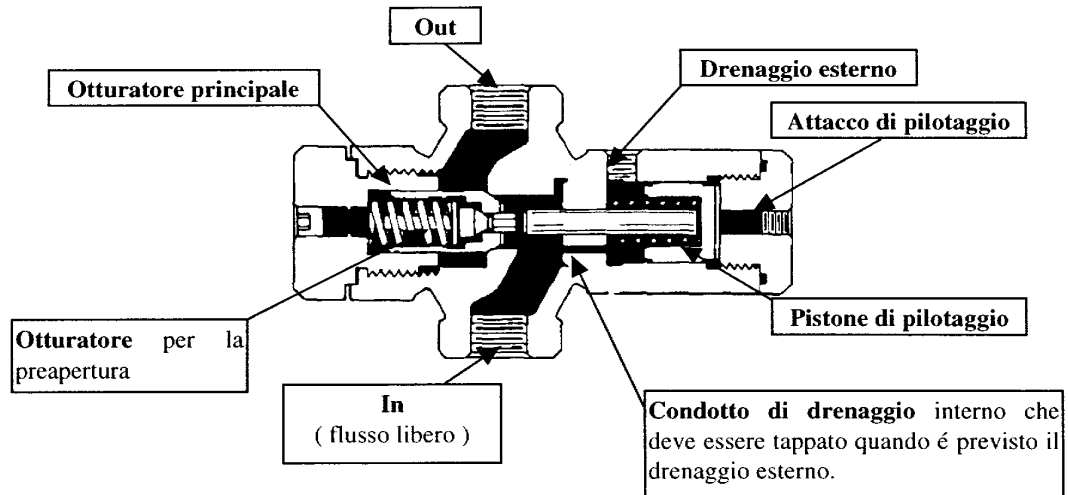


Fig. 28.3

Nella Fig. 28.4 è illustrata una valvola di ritegno pilotata a cartuccia SUN HYDRAULICS senza drenaggio esterno con la possibilità di essere aperta meccanicamente, tramite un'asta filettata, in assenza di pressione di pilotaggio.

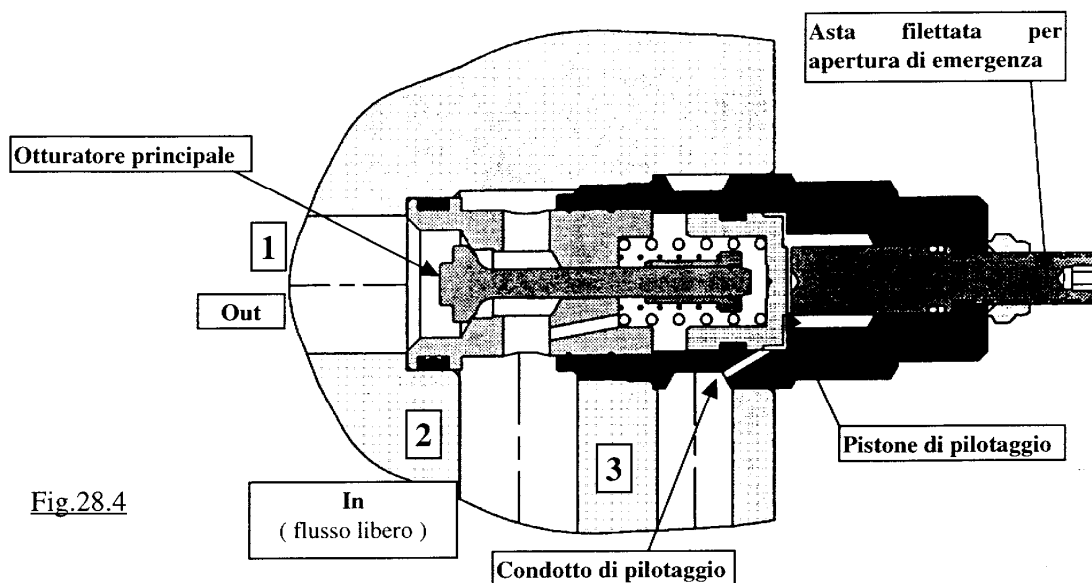
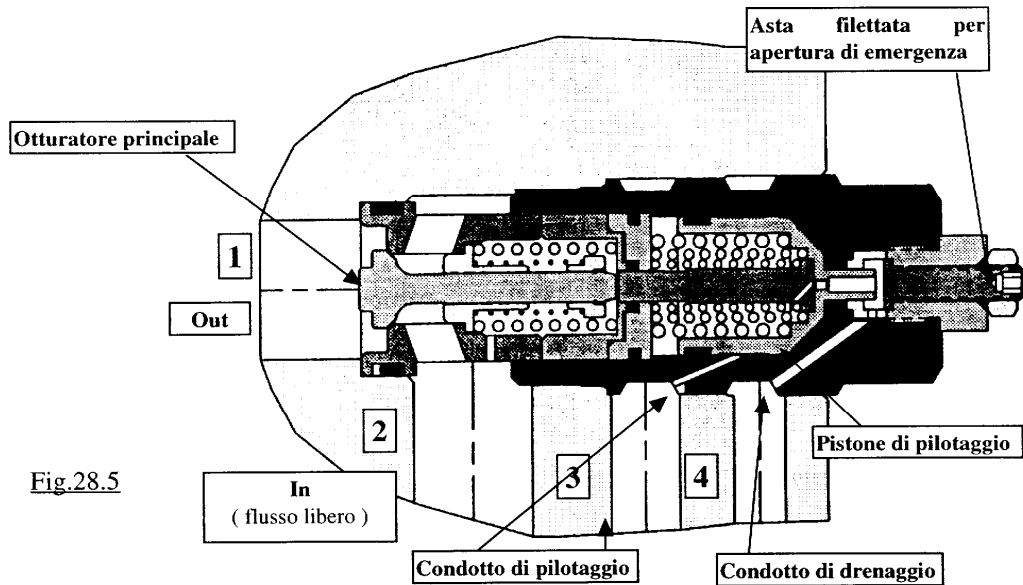


Fig. 28.4

Nella Fig. 28.5 è illustrata una valvola di ritegno pilotata a cartuccia SUN HYDRAULICS con drenaggio esterno e con la possibilità di essere aperta meccanicamente, tramite un'asta filettata, in assenza di pressione di pilotaggio. La valvola è insensibile all'eventuale contropressione sulla bocca 2.



Nella Fig. 28.6 è illustrata la valvola di ritegno pilotata DENISON serie **C4V** per montaggio a piastra, altri tipi costruttivi sono per montaggio su tubo.

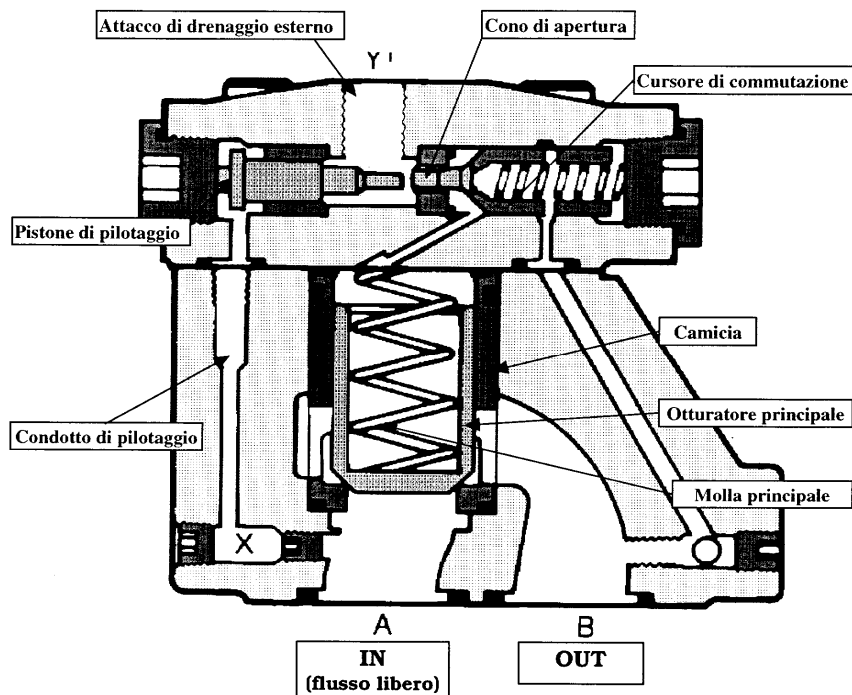


Fig. 28.6

17.1 FUNZIONAMENTO VALVOLA C4V

Quando il flusso passa dalla bocca **A** verso la bocca **B**, la valvola si comporta come una normale valvola di ritegno diretta. Non occorre quindi nessuna pressione pilota. In regime statico il pistone principale rimane chiuso per azione della molla e della pressione proveniente dal condotto

direttamente collegato con la bocca **B**. Alimentando il condotto **X** è azionato il dispositivo di pilotaggio che agendo sul cono di apertura mette in connessione la camera del pistone principale con il condotto di drenaggio **Y** intercettando contemporaneamente l'alimentazione proveniente dalla bocca **B**. Se la pressione nella connessione **B**, che agisce sulla corona del pistone principale è sufficientemente alta per vincere la reazione dovuta alla molla antagonista, detto pistone si solleva consentendo il flusso verso la bocca **A**.

Quando pilotata, la valvola si apre anche con contropressione sulla bocca **A**, essendo l'otturatore principale drenato esternamente. Togliendo la pressione di pilotaggio la valvola si chiude; il flusso risulta possibile solamente in direzione opposta (**A** verso **B**).

Qualora si presenterà pressione in **A** oppure in **Y** oppure in entrambi, occorre tenerne conto nel modo seguente:

- In caso di pressione in **A**, la pressione necessaria in **B** per sollevare l'otturatore principale diminuisce in rapporto **1: 1,46**
- nel caso di pressione in **Y**, la pressione minima necessaria sulla bocca **B** aumenta in rapporto di **1: 2,46**

$$p \text{ necessaria in B} = p_b + p_v \times 2,46 - p_b \times 1,46$$

La soluzione costruttiva permette di disporre di differenti rapporti di pilotaggio: **1/10, 1/8, 1/3, 1/1**.

Il volume d'olio necessario all'alimentazione del pistone di pilotaggio è ridotto a massimo 0,64 ml per ogni corsa d'apertura consentendo tempi d'intervento estremamente brevi. Dopo la fase di pilotaggio il pistone necessita solo una pressione minima di mantenimento affinché la valvola rimanga aperta, indipendentemente dalla pressione di linea.

La Fig. 28.7 riporta lo schema simbolico dettagliato dal quale ricavabile il funzionamento intrinseco della valvola di ritegno pilotata **C4V**.

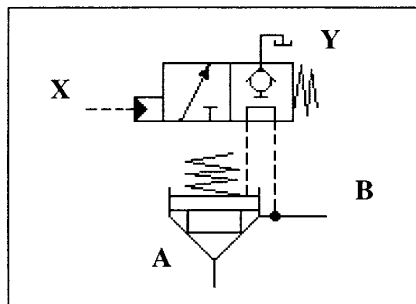


Fig. 28.7

18 APPLICAZIONI DELLE VALVOLE DI RITEGNO

Si ritiene opportuno esaminare una serie d'applicazioni di una semplice, ma sicuramente la più versatile, tra le valvole oleodinamiche: la valvola di ritegno.

Fra le innumerevoli possibilità d'utilizzo sono descritte le più diffuse e rappresentative. Nella costruzione di centraline munite d'accumulatore oleopneumatico e nelle quali la messa a scarico della pompa è effettuata dalla pressione pilota, prelevata dall'accumulatore stesso, sono usate normalmente le apposite valvole di sicurezza e scarico che incorporano anche la valvola di ritegno per l'isolamento dell'accumulatore dalla pompa, durante il funzionamento a vuoto di essa.

Queste valvole combinate sono costruite per montaggio su piastra di base perciò sono di peso rilevante; perciò in certe applicazioni è conveniente usare delle valvole di sicurezza e scarico VS applicate direttamente sulle tubazioni in combinazione con una normale valvola di ritegno VR (Fig. 29.1).

In una centralina in cui vi siano due pompe montate in parallelo, di cui una di riserva e perciò normalmente ferma, applicando le valvole di ritegno VR1 e VR2 (Fig. 29.2) è possibile azionare indifferentemente l'una o l'altra, senza manovrare alcuna valvola.

Nel caso invece si tratti di una pompa doppia o di due pompe diverse che alimentano lo stesso impianto, di cui una gran portata e bassa pressione e l'altra a piccola portata e alta pressione, è possibile con l'alta pressione pilotare l'apertura della valvola di scarico della pompa a bassa pressione (Fig. 29.3); una valvola di ritegno VR impedisce che la portata della pompa ad alta pressione sia scaricata attraverso la valvola aperta della pompa a bassa pressione.

I serbatoi delle centraline idrauliche sono dimensionati in modo da contenere una quantità d'olio pari a 5 ÷ 6 volte la portata al minuto della pompa però l'impianto può essere di notevoli dimensioni e richiedere quindi un gran volume d'olio nelle tubazioni, che non potrebbe essere contenuto nel serbatoio, quindi è necessario far sì che in nessun modo le tubazioni siano svuotate durante i periodi di fermata.

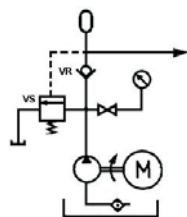


Fig. 29.1

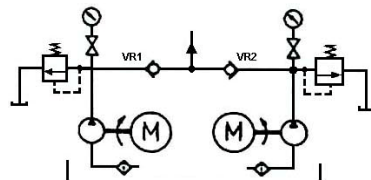


Fig. 29.2

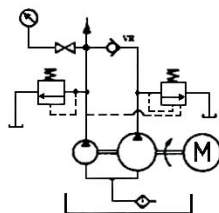


Fig. 29.3

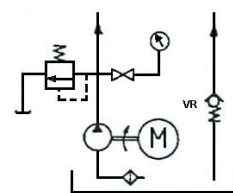


Fig. 29.4

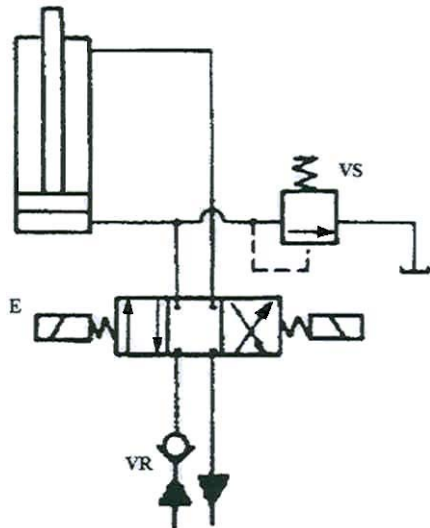


Fig. 29.5

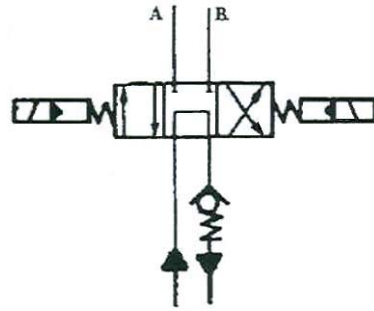


Fig. 29.6

Negli impianti in cui la centralina è situata ad un livello inferiore a quello degli attuatori serviti, per evitare lo svuotamento delle tubazioni, è applicata una valvola di ritegno sulla tubazione di ritorno in prossimità del serbatoio (Fig. 29.4).

La valvola di ritegno **VR** deve essere scelta con una molla che richieda una pressione d'apertura superiore al valore della colonna di liquido gravante su di essa. Nell'azionamento di un cilindro per il sollevamento di grandi pesi (Fig. 29.5) la valvola di ritegno **VR** evita che un'improvvisa mancanza di pressione a monte (rottura delle tubazioni o accidentale arresto della macchina) durante la manovra di sollevamento, e quindi con l'elettrovalvola e non nella posizione di centro chiuso, determini la discesa improvvisa e violenta del carico con conseguente pericolo d'infortuni e possibile causa di guasti al macchinario.

Deve inoltre essere installata la valvola di sicurezza **VS** che si apra lasciando discendere il pistone lentamente, nel caso che sulla tavola in posizione sollevata fosse caricato un peso superiore al massimo carico previsto.

Le elettrovalvole con comando pilota necessitano normalmente di una pressione minima per l'azionamento di 3,5 bar; perciò nel caso siano del tipo a centro aperto, nell'installazione è necessario creare una resistenza almeno di tale valore, servendosi di una valvola di ritegno tarata (Fig. 29.6), che deve essere montata sulla tubazione di ritorno al serbatoio nel caso che il prelievo della pressione di pilotaggio avvenga all'interno dell'elettrovalvola.

Se per il comando pilota è necessario invece un collegamento esterno indipendente, specialmente per elettrovalvole di grosse dimensioni, la valvola di ritegno tarata deve essere applicata sulla tubazione in entrata all'elettrovalvola e il collegamento pilota deve essere effettuato prima di essa (Fig. 29.7).

Nell'azionamento di un attuatore che richieda una sola parte la pressione ridotta, rispetto a quella d'esercizio della centralina, non è possibile usare una valvola riduttrice semplice montata sulla tubazione interessata a valle del distributore perché essa non consentirebbe il flusso nel senso inverso.

Solitamente le valvole di riduzione sono installate sulla tubazione in pressione all'entrata del distributore: perciò il flusso avviene sempre nello stesso senso.

Per soddisfare le esigenze dell'applicazione illustrata occorre usare le speciali valvole riduttrici munite di valvola di ritegno incorporata, oppure effettuare una combinazione con una normale valvola di ritegno **VR** (Fig. 29.8).

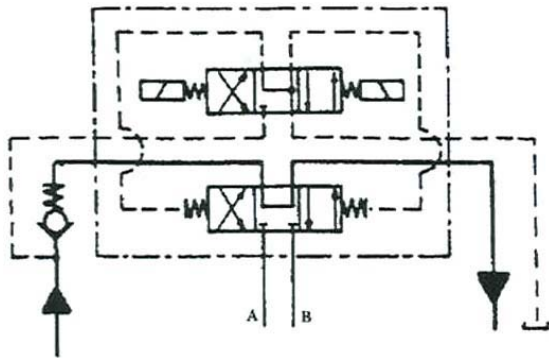


Fig. 29.7

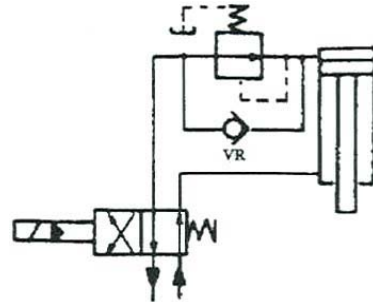


Fig. 29.8

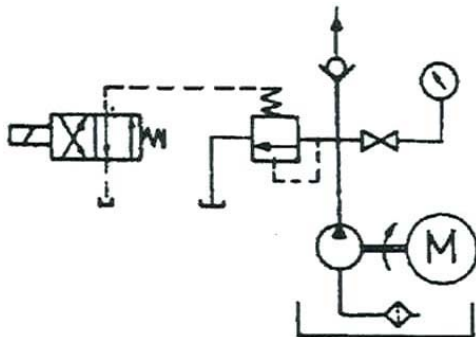


Fig. 29.9

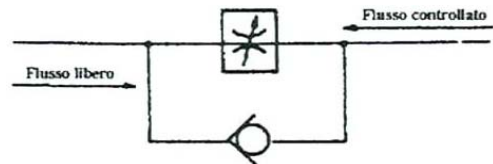


Fig. 29.10

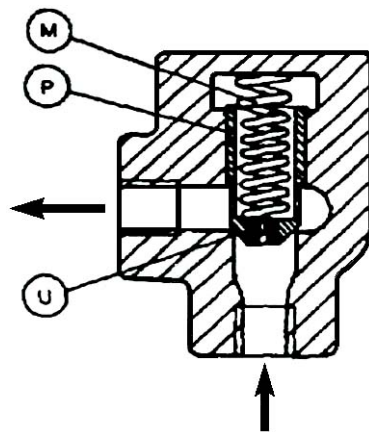


Fig. 29.11 Valvola di ritegno con strozzatura incorporata

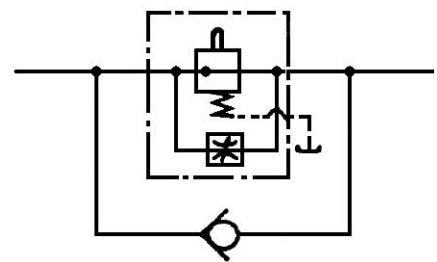


Fig. 29.12 - U - grano forato

Nelle centraline idrauliche in cui la pompa è messa a scarico, durante le pause di manovra, mediante la valvola di sicurezza pilotata con elettrovalvola (venting), è necessario applicare una valvola di ritegno sulla tubazione di mandata (Fig. 29.9) per evitare che lo scarico libero attraverso la valvola di sicurezza determini degli spostamenti non desiderati degli attuatori, nel caso fossero accidentalmente azionate le valvole di comando.

Per ottenere la regolazione unidirezionale di valori relativamente alti di portata, dove siano necessarie tubazioni di diametro superiore a 1" gas, è usato un rubinetto a spillo in combinazione con una valvola di ritegno (Fig. 29.10).

Se il valore del flusso controllato è prestabilito e non si rende necessaria nessuna regolazione durante il funzionamento, può essere usata una valvola di ritegno con strozzatura incorporata (Fig. 29.11), semplificando così notevolmente il montaggio in opera.

Il medesimo sistema può essere usato quando si ha una valvola di decelerazione azionata da una camma di fine corsa (Fig. 29.12).

La valvola di ritegno consente l'invio della massima portata all'inizio della corsa in senso inverso del cilindro comandato.

Nella realizzazione del comando di una piccola pressa per la messa in tensione di un nastro, durante l'avvolgimento in rotolo, occorre consentire la possibilità che la pressa si sollevi al passaggio di uno spessore superiore a quello previsto, per mezzo della valvola di sicurezza **VS** (Fig. 29.13) che oltre un determinato valore di sovrappressione si apre.

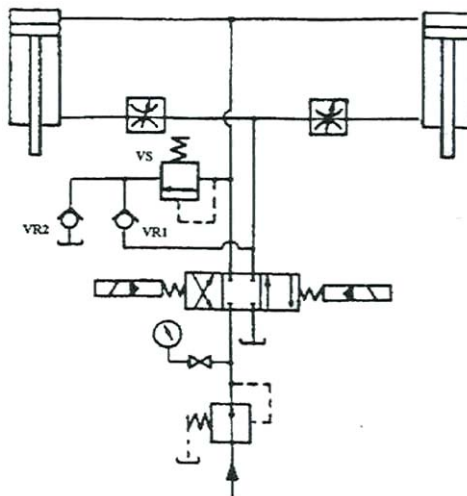


Fig. 29.13

I cilindri di comando della pressa, spostandosi verso l'alto, devono richiamare dell'olio nella zona lato stelo; ciò non può avvenire attraverso il distributore che si trova a centro chiuso; occorre perciò collegare, con l'interposizione della valvola di ritegno **VR₁**, lo scarico della valvola **VS** con il tubo collegato al lato stelo dei cilindri.

Il lato stelo dei cilindri assorbe però un volume d'olio minore di quello che è scaricato dal lato opposto, perciò un'altra valvola di ritegno **VR₂** consente lo scarico al serbatoio della differenza dei volumi.

Un carrello sollevatore mobile è munito di centralina a bordo (Fig. 29.14) realizzata in modo tale che sia necessario far funzionare la pompa solamente per la manovra di salita, essendo inoltre utilizzata una grande portata di alimentazione è installata un'elettrovalvola munita di comando pilota.

Eccitando il solenoide "**b**" dell'elettrovalvola **E** si effettua contemporaneamente l'avviamento della pompa e l'elettrovalvola stessa si predispone per la salita del pistone del cilindro **C**; la pressione pilota di comando è prelevata attraverso la valvola di ritegno **VR₂**. Un temporizzatore tarabile interviene poi ad arrestare la pompa e, siccome ciò può anche verificarsi mentre si sta eseguendo una manovra di sollevamento, per evitare la discesa del carico, è installata la valvola di ritegno **VR₁**; con un nuovo impulso alla manopola di comando del sollevamento si rimette in marcia la pompa.

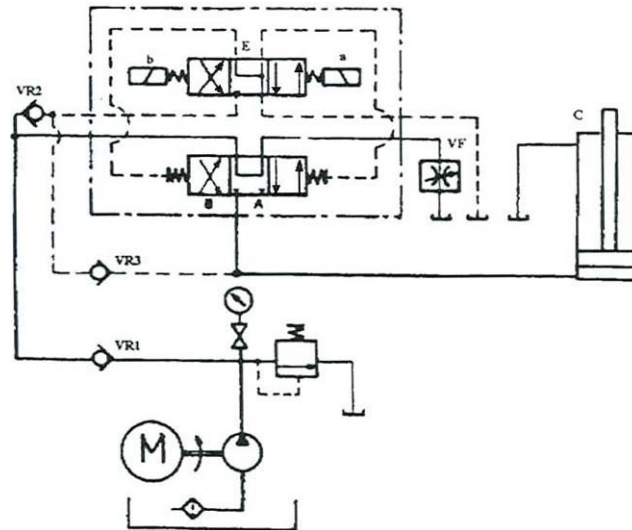


Fig. 29.14

Eccitando il solenoide **"a"** non è effettuato il comando della pompa e l'elettrovalvola **E** si predispone per la discesa del pistone servendosi, per il comando pilota, della pressione generata dal peso stesso del pistone gravante sull'attacco **B** e prelevata attraverso la valvola di ritegno **VR₂**.

Dopo l'apertura a scarico del condotto collegato con **B**, la pressione necessaria al pilotaggio dell'elettrovalvola, affinché questa rimanga nella posizione assunta, è assicurata dalla strozzatura regolabile **VF** che serve anche a controllare la velocità di discesa del pistone.

Quando si desidera la sicurezza contro movimenti non comandati, in un determinato senso, di un cilindro idraulico, si può utilizzare una valvola di ritegno pilotata, che deve essere installata nel tratto di tubazione tra il distributore e il cilindro (Fig. 29.15); il movimento di discesa del pistone avviene solo se si invia pressione nella parte superiore del cilindro e se è di valore tale da comandare l'apertura della valvola **VRP**.

Nell'applicazione illustrata è indispensabile un regolatore di flusso unidirezionale **VF** posto tra la valvola **VRP** e il cilindro **C** per limitare la velocità di discesa del pistone, altrimenti, avendo esso già tendenza a scendere per gravità ad una velocità superiore a quella che gli imporrebbe la portata d'olio immessa nella parte superiore del cilindro, creerebbe un susseguirsi di diminuzione e aumento di pressione nel condotto **B** che, causando la continua rapida chiusura e apertura della valvola di ritegno **VRP**, produrrebbero un movimento vibrante nella discesa del pistone.

L'installazione di una valvola di ritegno pilotata deve essere prevista anche nel caso in cui si abbia un collegamento del cilindro con tubi flessibili e si voglia evitare la caduta dell'eventuale carico sospeso nel caso di rottura dei flessibili stessi; occorre però applicare la valvola direttamente al foro d'attacco al cilindro.

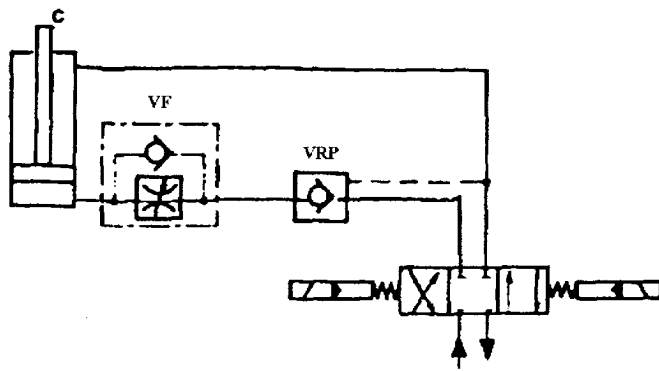


Fig. 29.15

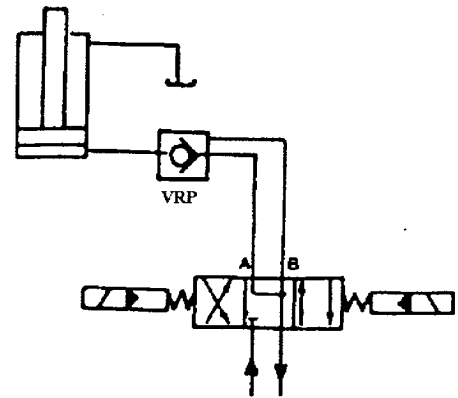


Fig. 29.18

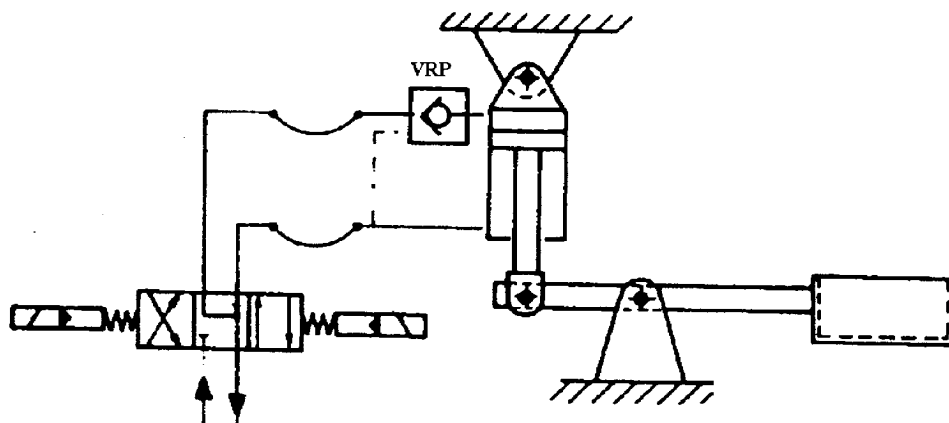


Fig. 29.16

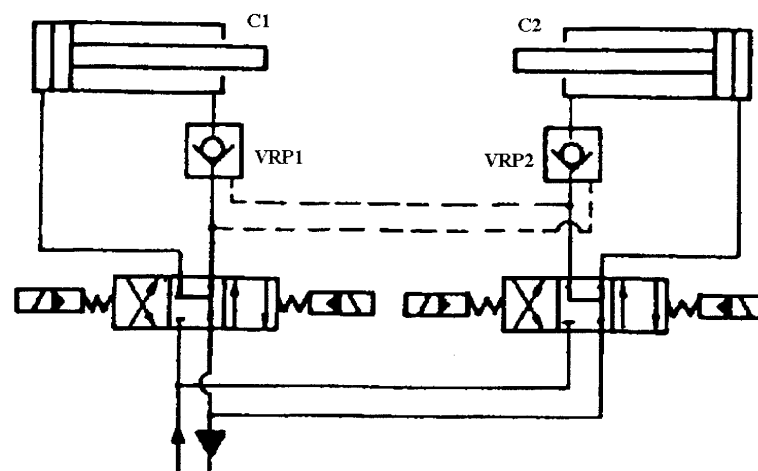


Fig. 29.17

Nella Fig. 29.16 è schematizzato il comando brandeggio di una caricatrice per forno di fusione. Una o più valvole di ritegno pilotate possono essere installate come blocco di sicurezza contro errate manovre (Fig. 29.17).

Il pistone del cilindro **C₁** non può essere spostato in avanti se non si invia alla valvola di ritegno **VRP₁** la pressione pilota di apertura prelevata dal lato stelo del cilindro **C₂** che deve perciò trovarsi col pistone tutto indietro.

A sua volta il pistone del cilindro **C₂** non può essere spostato in avanti senza che vi sia la pressione pilota di apertura della valvola di ritegno **VRP** con conseguente posizione arretrata del pistone del cilindro **C₁**.

Un cilindro idraulico sollevatore a semplice effetto (Fig. 29.18) può essere azionato in discesa per mezzo della valvola di ritegno pilotata **VRP** comandata dal distributore stesso che, nella posizione centrale, deve avere gli attacchi A e B collegati a scarico per evitare che la valvola **VRP** resti aperta a causa di pressione residua nel condotto **B**.

Con questo sistema non è più indispensabile la valvola di controllo flusso, come nel caso di Fig. 29.15, perché la velocità di discesa del pistone non ha più alcuna influenza sulla pressione di pilotaggio della valvola **VRP**; dei motivi cinematici possono tuttavia rendere necessaria l'installazione di una valvola di controllo flusso.

Quando si ha da comandare un cilindro idraulico molto distante dalla centralina e che può funzionare a semplice effetto, si può risparmiare la posa di una tubazione adottando uno schema come in Fig. 29.19.

L'elettrovalvola **E** è a centro aperto e può inviare olio al cilindro, oppure effettuare il comando pilota della valvola di ritegno pilotata **VRP**, lasciando scaricare al serbatoio l'olio contenuto nel cilindro stesso che effettuerà per gravità la corsa di discesa.

La valvola di sicurezza **VS₂** deve essere tarata al valore di pressione necessario per il comando pilota della valvola **VRP**, che è di circa il 30 ÷ 40% di quella di esercizio della centralina, per cui la portata della pompa sarà scaricata al serbatoio ad una pressione relativamente bassa, con minore surriscaldamento dell'olio.

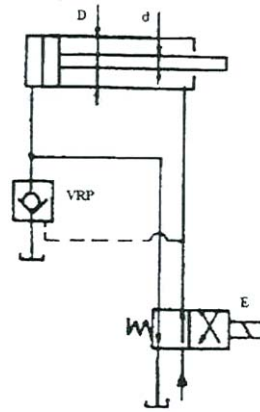


Fig. 29.20

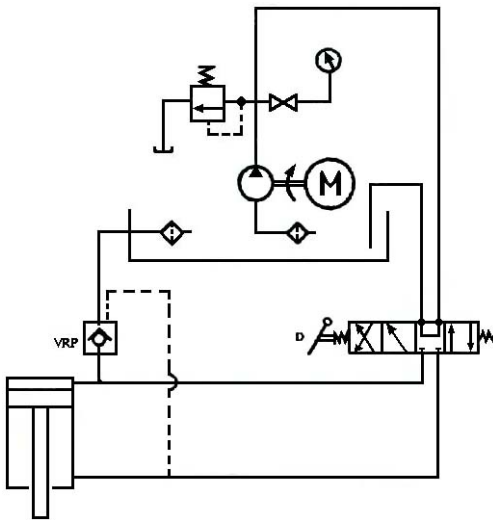


Fig. 29.21

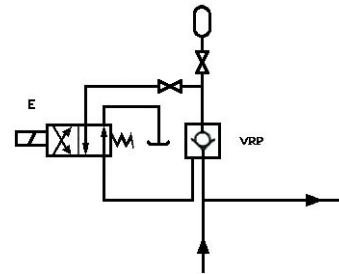


Fig. 29.22

Quando poi lo sforzo di pressatura aumenta, interviene l'olio ad alta pressione, inviato dalla pompa attraverso il distributore **D**, mentre la valvola di ritegno **VRP** si chiude e il pistone completa la corsa di lavoro.

Invertendo il distributore per la manovra di salita, il pistone inizia la corsa di ritorno e contemporaneamente è pilotata la valvola di ritegno **VRP** che consente il ritorno al serbatoio della grande quantità di olio, senza farlo passare tutto attraverso le piccole sezioni del distributore **D**.

Una valvola di ritegno pilotata può essere utilizzata come valvola apre-chiude comandata da una piccola elettrovalvola.

Fra le innumerevoli possibilità di questo genere di applicazione possiamo citare la funzione di isolamento di prestabilite zone di impianti, particolarmente per condotte di grandi dimensioni.

Un'altra applicazione è quella della valvola di fondo per accumulatori oleopneumatici di grandi dimensioni e quindi non provvisti di camera d'aria per il contenimento del gas (Fig. 29.22).

L'apertura e la chiusura della valvola di fondo **VRP** sono comandate dall'elettrovalvola **E** che preleva la pressione pilota dall'accumulatore stesso e è eccitata o diseccitata per mezzo di pressostati che rilevano il valore della pressione nell'impianto e al minimo valore prestabilito è interrotta l'erogazione di olio dall'accumulatore.

19 REGOLATORI DI PORTATA CON COMPENSATORE IDROSTATICO

Nelle applicazioni industriali è sovente necessario muovere una tavola o una testa di lavoro ad una velocità costante, indipendentemente dalle variazioni di carico, e in più è necessario poter regolare la velocità ad un valore desiderato. La velocità dell'attuatore dipende soprattutto dalla portata che entra o che esce, di modo che la portata deve rimanere costante se la velocità è prevista costante. Il regolatore di portata con compensatore idrostatico permette un flusso uniforme di portata, indipendentemente dalle cadute di pressione in esso, dovute alle variazioni del carico. Consideriamo il semplice circuito della Fig. 30.1, dove sul collegamento ad un attuatore sia posta una determinata strozzatura avente sezione $\hat{U}$. Supponiamo inoltre che la pressione d'alimentazione sia: $P_1 = 100$ daN/cm², e che per assurdo si mantenga costante.

Ipotizziamo inoltre che il carico sull'attuatore sia variabile e in tre diversi momenti determini una pressione di spinta corrispondente a:

$$P_2 = 50 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_3 = 80 \text{ daN/cm}^2$$

$$P_4 = 30 \text{ daN/cm}^2$$

I

Inoltre immaginiamo che il sistema debba spostarsi a velocità costante al variare del carico. Alle condizioni di carico corrispondenti alla pressione P_2 , la velocità di spostamento dell'attuatore dipenderà dalla portata che passa attraverso la strozzatura avente sezione Ω costante e dalla velocità dell'olio, che sarà proporzionale alla differenza tra P_1 e P_2 e precisamente si avrà, a prescindere da un coefficiente, la seguente relazione:

$$Q_1 \cong \Omega \times \sqrt{P_1 - P_2} \cong \Omega \sqrt{100 - 50} \cong \Omega \sqrt{50}$$

Quando poi il carico corrisponderà alla pressione P_3 si avrà:

$$Q_2 \cong \Omega \times \sqrt{P_1 - P_3} \cong \Omega \sqrt{100 - 80} \cong \Omega \sqrt{20}$$

per cui sarà evidente la riduzione di portata attraverso la strozzatura fissa $\hat{U}$ ($Q > Q_2$); se ne deduce quindi che per mantenere costante la velocità di spostamento dell'attuatore, alle nuove condizioni di carico sarà necessario aumentare il valore della sezione. Infine quando il carico corrisponderà alla pressione P_4 si avrà:

$$Q_3 \cong \Omega \times \sqrt{P_1 - P_4} \cong \Omega \sqrt{100 - 30} \cong \Omega \sqrt{70}$$

a cui corrisponderà un evidente aumento della velocità di spostamento ($Q_3 > Q_1 > Q_2$). Quindi risulta evidente che se si richiede una velocità costante all'attuatore, al variare del carico, è necessario variare in continuazione il valore della sezione $\hat{U}$ della strozzatura, in modo automatico. Per realizzare perciò un controllo di velocità con queste caratteristiche sono usati i regolatori di portata con compensatore idrostatico. La Fig. 30.2 mostra schematicamente un tipico regolatore di portata compensato. Tutta la portata che lo attraversa deve passare nell'apertura (A) tra il pistoncino (1) e il corpo e nell'apertura (B) tra lo strozzatore (2) e il corpo. Lo strozzatore (2) è realizzato in modo che

ruotandolo in un senso si aumenta l'apertura (B), nell'altro la si diminuisce. Le dimensioni dell'apertura (B) determinano il valore della portata che attraversa la valvola.

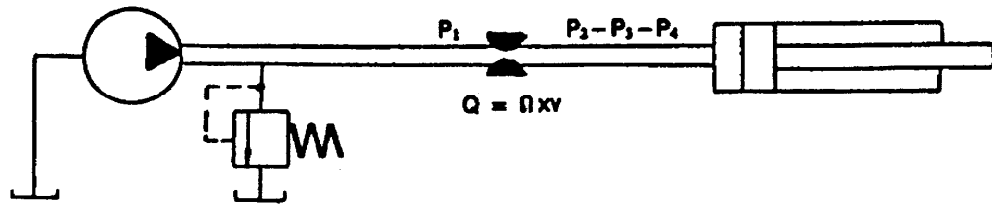


Fig. 30.1

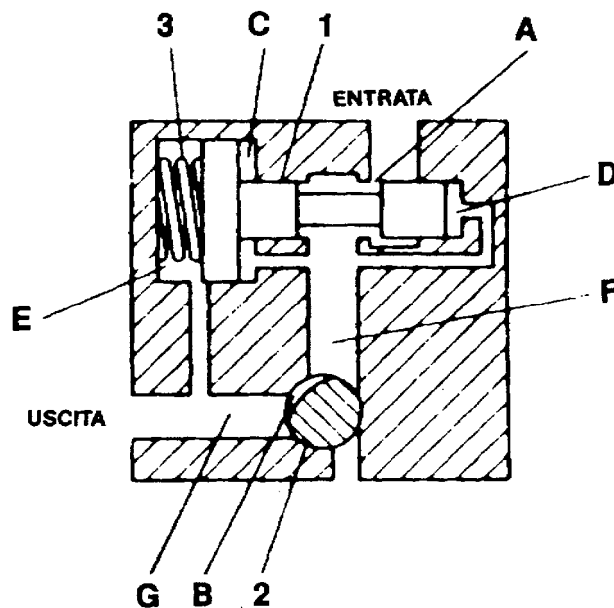


Fig. 30.2

Si può regolare la velocità dell'attuatore ruotando manualmente lo strozzatore. Se il salto di pressione attraverso un'apertura di dimensioni costanti è costante, anche la portata che passa si mantiene costante. Il pistoncino (1) compensa le variazioni di pressione del circuito mantenendo costante la caduta di pressione attraverso (B) nonostante le variazioni di pressione agli attacchi d'entrata e d'uscita. Il pistoncino (1) è idraulicamente bilanciato. La somma delle aree esposte alla pressione nelle camere (C) e (D) è uguale all'area esposta nella camera (E). Tuttavia la molla (3) esercita una spinta che si somma a quella della pressione in (E). Di conseguenza il pistoncino non è equilibrato fino a che la pressione in (C) e (D) non supera la pressione in (E) di un valore tale da bilanciare la spinta della molla (3).

Il pistoncino, variando l'apertura (A), si pone in posizione d'equilibrio e mantiene quindi una differenza di pressione costante tra le camere (F) e (G). Rimanendo costante la caduta di pressione attraverso la strozzatura (B), rimane costante anche il valore della portata. Alcuni regolatori di portata con compensatore (Fig. 30.3) hanno incorporata una valvola di ritegno che permette il libero flusso in senso inverso; inoltre possono essere muniti di un sistema di compensazione delle variazioni di

portata che potrebbero essere causate da variazioni della viscosità dell'olio, in seguito a variazioni di temperatura (D). Infatti, la portata che passa attraverso ad una strozzatura, oltre che dalla caduta di pressione, dipende anche dalla viscosità, eventuali variazioni di temperatura dell'olio, influenzando sulla sua viscosità, possono causare variazioni di portata.

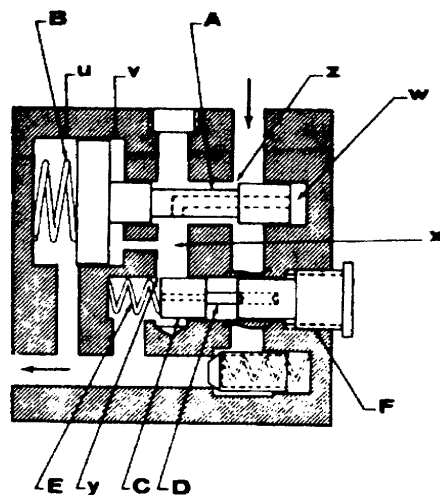


Fig. 30.3

In Fig. 30.3 è stato schematicamente sezionato un modello di regolatore di portata con valvola di ritegno incorporata, termicamente e idrostaticamente compensato. Il funzionamento del compensatore di pressione e della valvola di ritegno è analogo a quelli precedentemente descritti. E' invece da notare il differente principio di funzionamento dello strozzatore. Avvitando o svitando la manopola F, il pistoncino strozzatore C, spinto dall'astina D, o dalla molla E avanza o retrocede assialmente nella sua sede variando il valore di apertura della luce (Y). L'astina D compensa le variazioni di temperatura. Se la temperatura aumenta, diminuisce la viscosità dell'olio, quindi, a pari caduta di pressione, aumenterebbe la portata; ma poiché l'astina D si dilata, le dimensioni della luce Y diminuiscono mantenendo costante la portata. Se la temperatura diminuisce il funzionamento è duale. Il simbolo oleodinamico che rappresenta il regolatore di portata con compensatore è riportato nella Fig. 30.4.

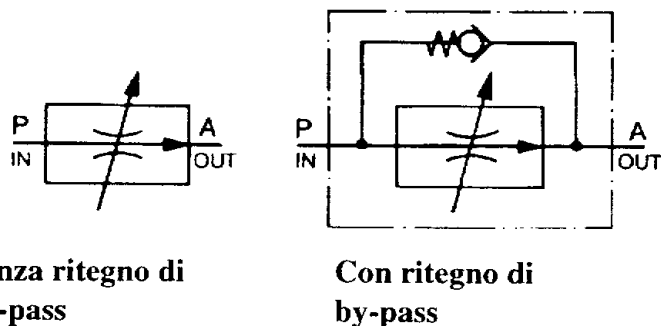


Fig. 30.4

19.1 REGOLATORE DI PORTATA DENISON SERIE 2F1C

19.1.1 DESCRIZIONE

I regolatori di portata DENISON sono a compensazione di pressione ed indipendenti dalle variazioni della viscosità. Il funzionamento è basato sul principio di due strozzature, mediante un cassetto a compensazione di pressione. La prima strozzatura è regolata manualmente ed il cassetto compensato controlla la seconda strozzatura, che regola automaticamente la perdita di carico attraverso l'orifizio regolato manualmente. La differenza di pressione, che agisce su ciascun'estremità del cassetto compensatore, lo fa automaticamente traslare per mantenere una pressione equivalente al valore della molla compensatore. I regolatori sono utilizzati per controllare la portata con precisione nei circuiti oleodinamici e possono essere regolati costantemente.

Il tempo di messa in regolazione può essere modificato per mezzo di una vite posta sul frontale. I regolatori di portata tipo 2F1C funzionano senza punta di pressione perché il cassetto strozzatore, regolando la sezione di passaggio, è normalmente chiuso per effetto della molla, all'arrivo della portata. Quando la portata stabilizza un valore di pressione, i cassette si spostano ad un valore controllato e predeterminato dal cassetto strozzatore la cui posizione dipende dalla manopola di regolazione. La portata desiderata può essere ottenuta agendo sul pomello di regolazione e ripetuta dalla lettura precisa delle graduazioni. Nella gamma delle piccole portate, una regolazione eccezionalmente precisa si può ottenere per effetto della caratteristica d'apertura progressiva. I primi 360° coprono solamente il 20% della portata massima; i restanti 340° corrispondono alla porzione più grande arrivando fino al massimo. Con una pressione minima di 10 bar, la portata nominale controllabile sarà approssimativamente dal 1 al 2% della portata massima. I regolatori di portata DENISON sono utilizzabili nei circuiti, sia sulla linea di mandata, che sulla linea di ritorno (Fig. 30.5) o in derivazione secondo le necessità.

La pressione massima di funzionamento dei regolatori di portata serie 2F1C è di 350 bar.

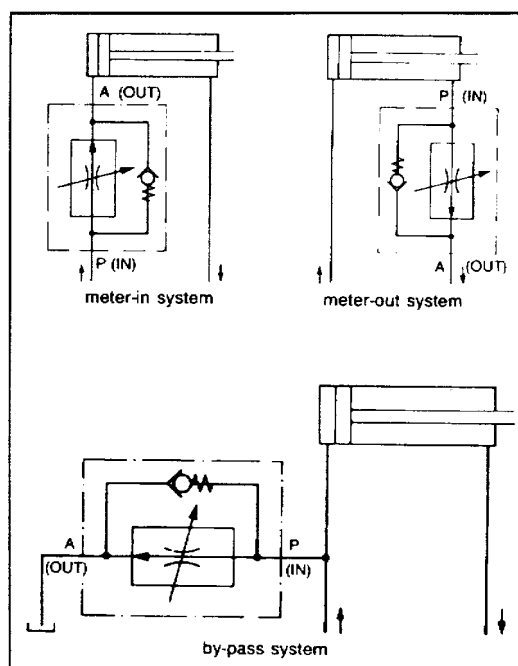


Fig. 30.5

19.1.2 FUNZIONAMENTO

I regolatori di portata DENISON assicurano una regolazione precisa della velocità dei cilindri e dei motori oleodinamici, nonostante si verifichino variazioni di temperatura, viscosità e pressione. Questo componente (vedi Fig. 30.6 e 30.7) è essenzialmente costituito da un corpo (1), di un cassetto dosatore a strozzatura variabile (2), di una manopola di regolazione (3), con il sistema di regolazione della posizione del cassetto (4), di un cassetto compensato di autoregolazione (5), di un rubinetto a spillo di temporizzazione (6), di una valvola di ritegno (7), se nella sigla compare la lettera C, e di un disco graduato.

L'azionamento della manopola di regolazione (3) predispone la posizione di strozzamento del cassetto dosatore (2) per la portata scelta. Il cassetto dosatore (2) è meccanicamente bloccato dall'azione della molla, e non è in contatto con il proprio sistema di battuta regolabile (4) finché non vi è flusso d'olio. In questa condizione il regolatore è chiuso ed un'eventuale pressione, proveniente dall'attacco di uscita, ne consoliderà la posizione del cassetto (2) per effetto della spinta della pressione attraverso il rubinetto a spillo (6). Quando il flusso d'olio entra nel regolatore, esso attraversa i passaggi di strozzamento automatico (5) del cassetto compensato che si posiziona per l'azione di strozzatura del cassetto dosatore (2). La posizione di regolazione del cassetto compensato è determinata dall'equilibratura tra molla e pressione di funzionamento. In conseguenza, esso controlla una perdita di carico costante nel flusso attraverso il cassetto dosatore che si è spostato e posizionato in battuta sul sistema della manopola di regolazione. La rapidità di questo spostamento è regolabile mediante il rubinetto a spillo (6) accessibile esternamente. E' per questa particolarità che i regolatori di portata DENISON non hanno delle punte di portata indesiderabili.

Un altro vantaggio dei regolatori con cassetto dosatore normalmente chiuso è la loro utilizzazione come valvola distributrice aperta-chiusa (Fig. 30.6) applicando una piccola elettrovalvola a 2 vie (A) collegata in modo che in una delle sue posizioni il funzionamento del regolatore sia normale. Nell'altra posizione dell'elettrovalvola, l'entrata della pressione è inviata ad aiutare la molla a bloccare chiuso il cassetto dosatore (2). Secondo le necessità, questo funzionamento può essere ottenuto eccitando o diseccitando il solenoide. Si può così risparmiare l'installazione di un distributore principale, avendo il cassetto dosatore la stessa funzione

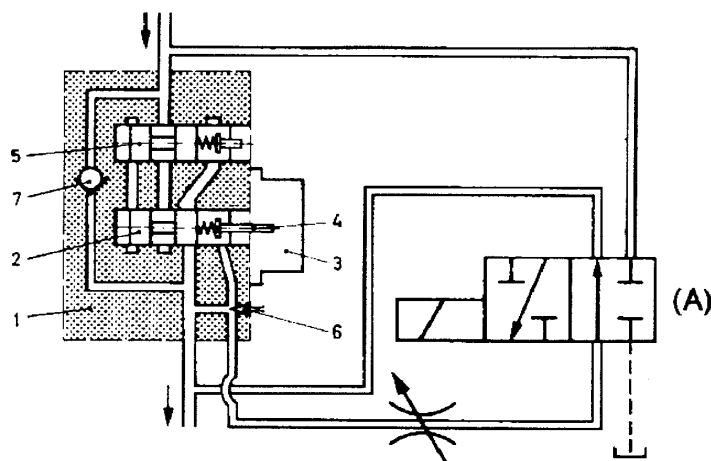


Fig. 30.6

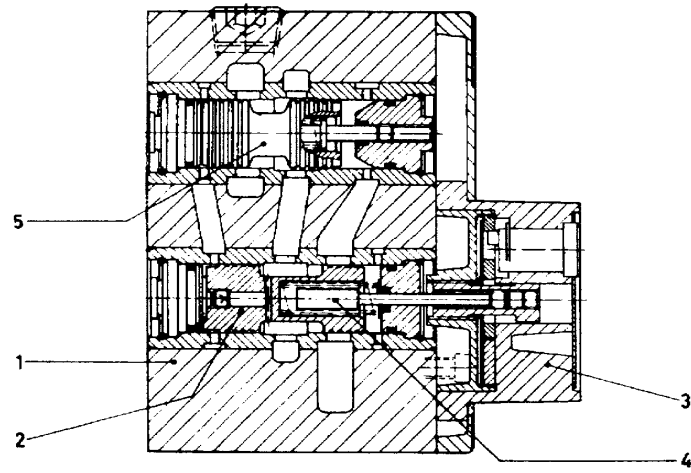


Fig. 30.7

20 EFFETTI DELLA CONTROPRESSIONE ALLO SCARICO

Sovente, nelle applicazioni oleodinamiche, e in particolare durante la messa in funzione, ci si può trovare a dover risolvere dei problemi imprevisti; alcuni di questi possono essere determinati dalla contropressione allo scarico.

Ecco quindi l'illustrazione d'alcuni casi che, con un'accorta progettazione iniziale, si possono evitare.

La regolazione della velocità di traslazione di cilindri oleodinamici aventi un piccolo valore del rapporto D/d (Fig.31.1), vale a dire muniti di uno stelo molto grande, deve essere effettuata applicando i regolatori unidirezionali di flusso contrapposti sul solo tubo collegato alla parte opposta allo stelo e rinunciare, in un senso, alla regolazione dell'olio allo scarico.

Un regolatore di flusso montato come normalmente dalla parte dello stelo e lasciato accidentalmente o volutamente molto chiuso, può creare una resistenza allo scarico di valore tale che, per effetto della moltiplicazione di pressione, proporzionale al rapporto delle sezioni S_1/S_2 , può causare la rottura del regolatore stesso o delle tubazioni di collegamento.

Con il montaggio rappresentato nella Fig.31.1 si ha inoltre il vantaggio che la regolazione del flusso è effettuata su di una maggiore quantità d'olio.

Quando la velocità di traslazione di un pistone è controllata in scarico dal lato stelo con un regolatore del tipo con compensazione della pressione (Fig.31.2), se sono possibili dei trafileamenti attraverso il pistone, in conseguenza dell'usura delle guarnizioni, si può costatare un aumento della velocità di traslazione del pistone, rispetto a quella inizialmente impostata col regolatore.

L'inconveniente è dovuto al fatto che aumentando la pressione dell'olio nella camera lato stelo, rispetto a quella lato pistone, sempre per l'effetto di moltiplicazione, si ha passaggio d'olio in quest'ultima parte, che sommandosi a quello in entrata produce un aumento della velocità di traslazione del pistone, pur restando invariata la portata scaricata attraverso il regolatore.

In una pressa per il collaudo delle molle ad elica, costituita da un cilindro oleodinamico azionato, senza alcuna regolazione della portata, poiché si richiede la massima velocità possibile utilizzando la portata della pompa, durante la corsa di ritorno del pistone, dopo la compressione della molla, avvengono delle intense vibrazioni.

L'inconveniente è dovuto alla molla compressa che imprime al pistone una velocità di ritorno molto elevata perciò la portata d'olio immessa da B (Fig.31.3) non è sufficiente a mantenere il riempimento del cilindro dal lato stelo, e quindi, dopo una brevissima corsa rapida, si crea la depressione che fa arrestare il pistone; il moto poi riprende appena la camera del cilindro si è di nuovo riempita; e ciò causa un movimento vibratorio del pistone.

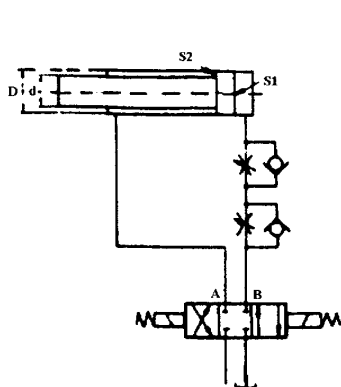


Fig. 31.1

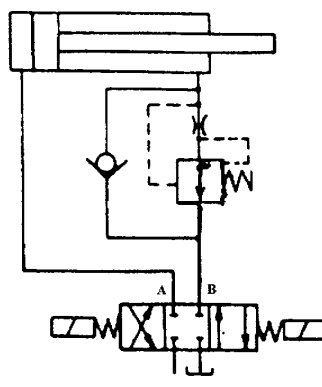


Fig. 31.2

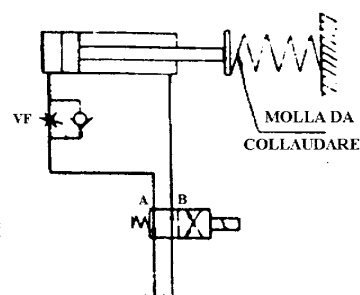


Fig. 31.3

Si elimina l'inconveniente applicando una valvola di regolazione di flusso unidirezionale **VF** regolata in modo che la velocità di ritorno del pistone, anche se spinto dalla molla, non possa superare quella che gli imprime la portata d'olio immessa dalla tubazione **B**.

In un cilindro oleodinamico montato in posizione orizzontale il cui pistone doveva restare fermo in determinate posizioni, si constatava invece che esso si spostava, di un moto impercettibile ad occhio, nel senso di fuoriuscita dello stelo.

Il comando era effettuato con un distributore a centro chiuso nel quale però, non potendo la tenuta essere perfetta, si aveva un lieve trafilamento d'olio in pressione a valle del distributore che azionava così il pistone (fig.31.4).

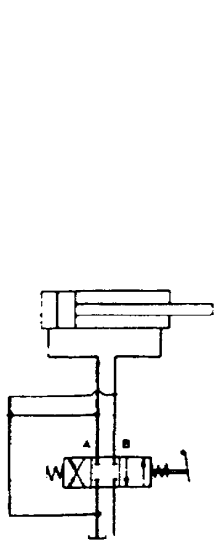


Fig. 31.4

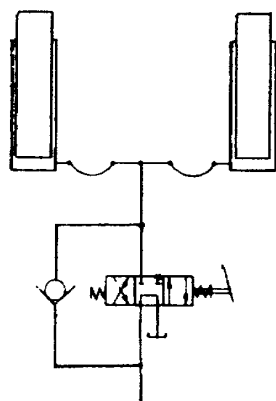


Fig. 31.5

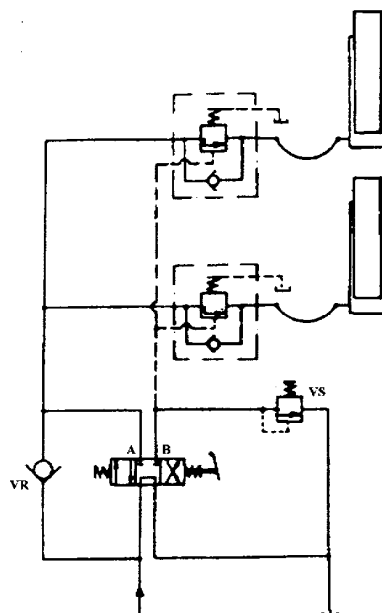


Fig. 31.6

Per eliminare l'inconveniente, senza dover sostituire il distributore con uno a centro parzialmente aperto, si sono eseguiti due piccolissimi fori ($\approx 0,5$ mm) sui tubi di collegamento al cilindro ed effettuati dei collegamenti separati col tubo di scarico; in questo modo si evita che i tubi collegati ad **A** e **B** vadano in pressione e durante l'azionamento del pistone, essendo relativamente piccola la perdita di portata attraverso i fori di collegamento a scarico, le prestazioni del cilindro oleodinamico non sono

apprezzabilmente influenzate. Il comando di ribaltamento di un forno elettrico di fusione per acciaio è effettuato mediante due cilindri oleodinamici a semplice effetto, azionati per mezzo di un distributore a centro parzialmente aperto e collegati mediante tubi flessibili (Fig.31.5); per inevitabili causa accidentali poteva verificarsi la rottura improvvisa di uno dei tubi flessibili, causando la caduta indietro del forno con conseguenze disastrose.

Per eliminare il pericoloso inconveniente si sono installate due valvole di sequenza con valvola di ritegno incorporata (Fig.31.6) che consentono lo scarico dell'olio dal cilindro solamente se la valvola è comandata, perciò nel caso di rottura di uno dei due tubi flessibili, non essendo possibile applicare la valvola di sequenza direttamente al cilindro, tutto il carico sarà sopportato da un solo cilindro, ma si eviterà il ribaltamento indietro del forno.

Alla stessa funzione esplicata dalle valvole di sequenza potrebbero anche servire delle valvole di ritegno pilotate, però queste richiederebbero una pressione di pilotaggio più elevata (almeno il 50% di quella generata dal carico sul pistone) di quella richiesta dalle valvole di sequenza.

Le valvole di ritegno pilotate causerebbero perciò un maggiore spreco di energia giacché, durante le manovre di discesa dei pistoni, tutta la portata della pompa andrebbe a scarico ad una pressione più elevata che $5 \div 10$ bar corrispondenti alla taratura della valvola di sicurezza **VS**, installata appunto per creare la pressione pilota necessaria all'apertura delle valvole di sequenza.

Di particolare interesse è anche il collegamento, in parallelo al distributore, della valvola di ritegno **VR** che consente, durante la fase di salita dei pistoni, l'afflusso ai cilindri di una portata maggiore di quella che potrebbe attraversare il distributore.

21 DIVISORI DI FLUSSO

L'azionamento in sincronismo di due attuatori, siano essi cilindri oppure motori oleodinamici non meccanicamente collegati, è un argomento che ha prodotto innumerevoli studi su possibili soluzioni. Se si richiede un'eccellente precisione, se non quasi assoluta, è necessario ricorrere a vari sistemi di compensazione e azzeramento a fine corsa, ed è fattibile solamente per le applicazioni con cilindri oleodinamici.

Le soluzioni cui si è accennato sono generalmente complesse, perciò costose e di difficile mantenimento.

Quindi per la maggiore parte delle applicazioni si utilizzano degli appositi apparecchi denominati divisori di flusso, funzionanti secondo diversi principi e che garantiscono diversi gradi di precisione nella divisione del flusso stesso (96).

21.1 DOPPIO REGOLATORE DI PORTATA

Con questo sistema (Fig. 32.1) la divisione della portata in ingresso può avvenire sia in due parti uguali sia in parti disuguali, in modo proporzionale alle rispettive necessità degli attuatori. I due regolatori devono essere posizionati nelle condizioni che forniscono il risultato desiderato. Presentano un inconveniente quando uno dei due attuatori sia sottoposto ad uno sforzo eccessivo: quest'attuatore può arrestarsi mentre l'altro, meno caricato, continua l'azionamento; ciò causa lo sfasamento del meccanismo.

21.2 DOPPIO MOTORE OLEODINAMICO ACCOPPIATO

Il dispositivo può essere ottenuto accoppiando, mediante giunto di trasmissione, i due alberi d'uscita di motori oleodinamici. Possono essere utilizzati diversi tipi di motori, tuttavia l'importante è che essi abbiano minimi valori di trafilamento o addirittura ne siano esenti. Vengono anche predisposti degli appositi gruppi, concepiti per la funzione di divisori di flusso (Fig. 32.2) che hanno la massima similitudine nella costruzione, in modo da rendere pressoché uguali i drenaggi dei due motori accoppiati.

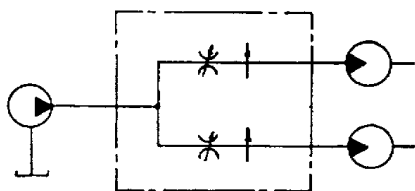


Fig. 32.1

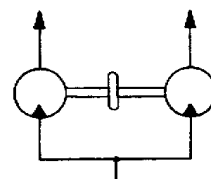


Fig. 32.2

21.3 DIVISORI DI FLUSSO AD INGRANAGGI

I divisori di flusso ad ingranaggi sono componenti molto versatili che, se opportunamente impiegati, consentono di ottimizzare i circuiti idraulici, ridurre i costi d'installazione e d'esercizio, aumentare la durata della pompa principale e le possibilità operazionali dei circuiti stessi. I divisori sono costituiti da due o più sezioni ad ingranaggi collegate tra loro attraverso un albero comune. L'alimentazione avviene tramite uno o più collettori d'entrata mentre la mandata avviene attraverso le bocche delle sezioni, ognuna delle quali è collegata ad un ramo del circuito idraulico. Poiché le sezioni ruotano alla stessa velocità, la portata che esce da ognuna di esse è proporzionale, a meno delle piccole perdite per trafilamento, alla cilindrata della sezione stessa. I divisori di flusso ad ingranaggi, a differenza dei divisori con orifici variabili, sono componenti non dissipativi; infatti, se all'uscita di una sezione la pressione risulta più bassa di quella in entrata, la sezione si comporta come un motore e preleva energia dal fluido. L'energia così prelevata non è dissipata in calore, ma tramite l'albero comune è utilizzata in altre sezioni, funzionanti come pompe, in cui la pressione d'uscita è superiore a quella d'entrata. Lo scambio d'energia tra le sezioni interviene automaticamente senza alcun comando esterno. Questi componenti sono impiegati principalmente come:

- EQUALIZZATORI DI FLUSSO
- DIVISORI DI FLUSSO
- INTENSIFICATORI DI PRESSIONE

21.4 EQUALIZZATORI DI FLUSSO

(Fig. 32.3)

L'impiego tipico di questi componenti è l'azionamento in sincronismo di più cilindri a doppio effetto d'uguale alesaggio o di più attuatori rotanti d'uguale cilindrata. Per ottenere il sincronismo occorrono portate uguali e quindi gli equalizzatori di flusso devono essere composti di sezioni d'uguale cilindrata. L'errore max. di sincronismo che si ottiene con questi componenti è di circa $\pm 3\%$. Per un corretto impiego degli equalizzatori di flusso è indispensabile utilizzare le valvole di rifasamento. Gli schemi di due circuiti idraulici che impiegano gli equalizzatori di flusso sono illustrati con la Fig. 32.4.

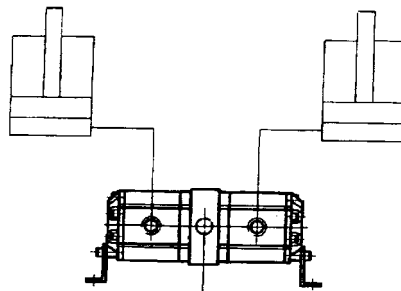


Fig. 32.3

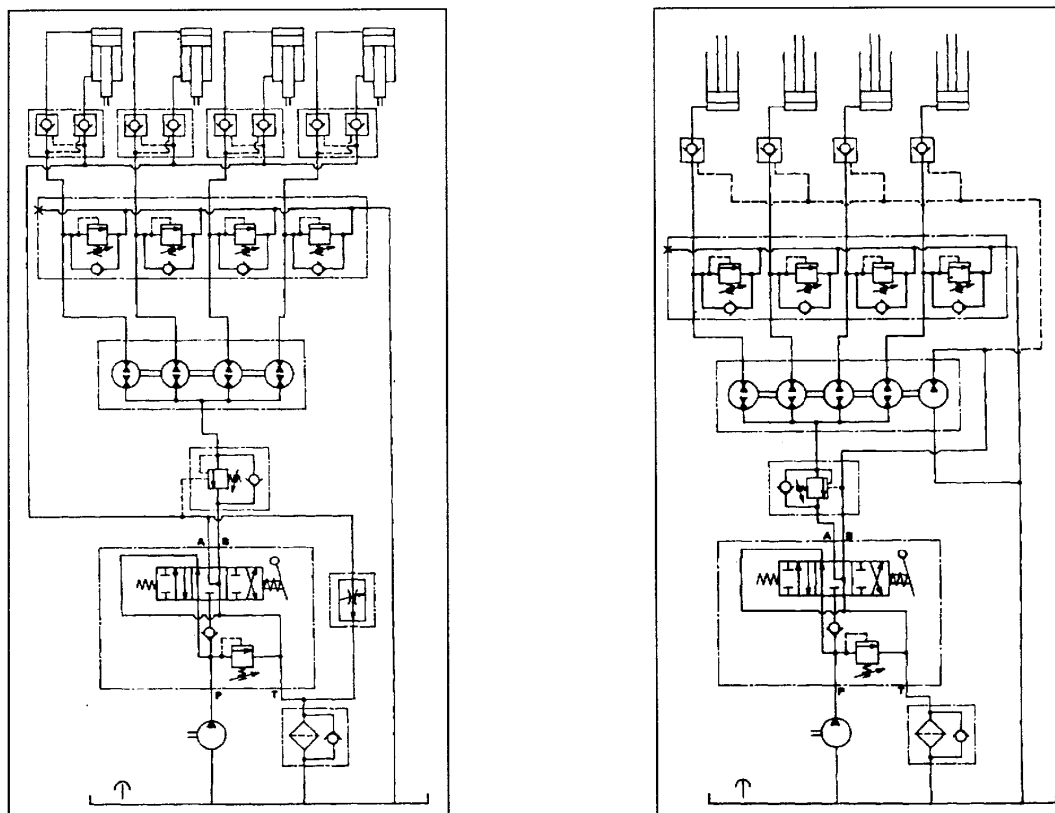


Fig. 32.4

21.5 DIVISORI DI FLUSSO

(Fig. 32.5)

Questi componenti s'impiegano in quei circuiti idraulici in cui esistono diversi rami, alimentati dalla stessa pompa principale, che funzionano con portate e pressioni differenti. La cilindrata d'ogni sezione dei divisori di flusso deve essere proporzionale alla portata richiesta dal ramo del circuito idraulico a cui la sezione stessa è collegata. Gli schemi di due circuiti che utilizzano i divisori di flusso sono illustrati con la Fig. 32.6.

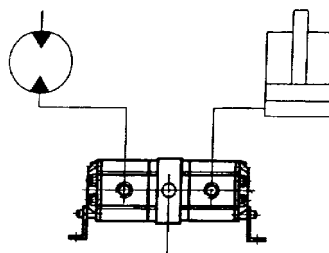


Fig. 32.5

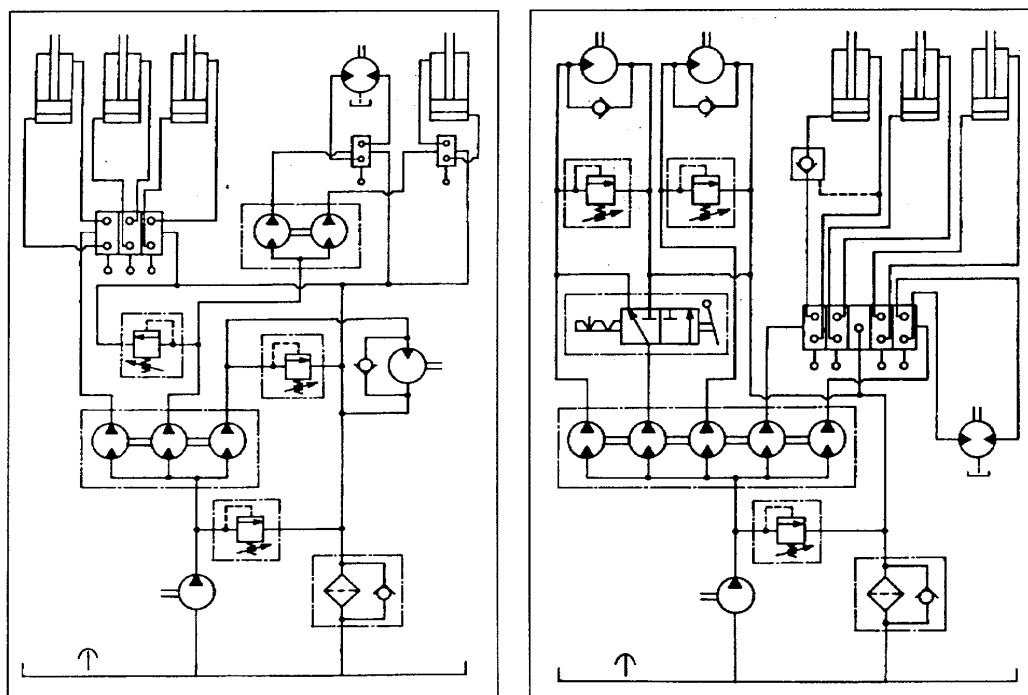


Fig. 32.6

21.6 DIVISORI DI FLUSSO A CURSORE

Diverse possono essere le forme costruttive (Fig. 32.9 e 32.10) ma il principio di funzionamento è sempre basato sul mantenimento costante delle perdite di carico, attraverso le due uscite. Infatti, causando una perdita di carico variabile i pistoncini compensatori mantengono una divisione costante della portata alle due uscite, secondo le caratteristiche del modello impiegato.

Se sono utilizzati nel senso contrario, riuniscono i due circuiti di ritorno in una sola portata d'uscita. La Fig. 32.7 rappresenta simbolicamente il divisore di flusso; nella Fig. 32.8 è illustrata schematicamente l'applicazione dello stesso. Per sincronizzare due attuatori funzionanti con differenti pressioni, si può far ricorso ad un divisore di flusso del tipo a cursore.

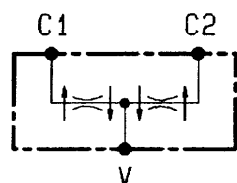


Fig. 32.7

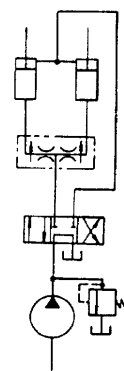


Fig. 32.8

Nella Fig. 32.9 è illustrato un tipo di divisore di flusso e riunificatore di flusso a cursore OIL CONTROL.

Queste valvole consentono di dividere il flusso in entrata **V** in rapporti definiti (50% - 50% o diversi su richiesta) indipendentemente dal carico sugli utilizzi **C1** e **C2**.

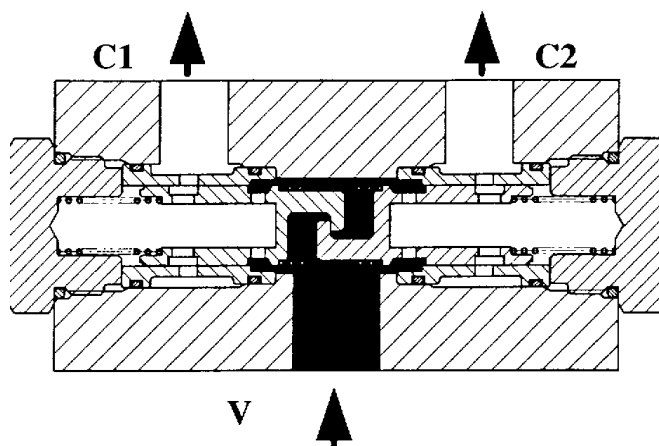


Fig. 32.9 A – Divisore in fase di lavoro di divisione

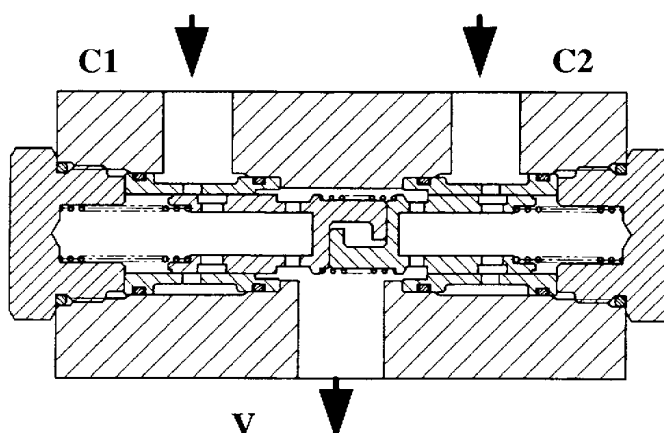
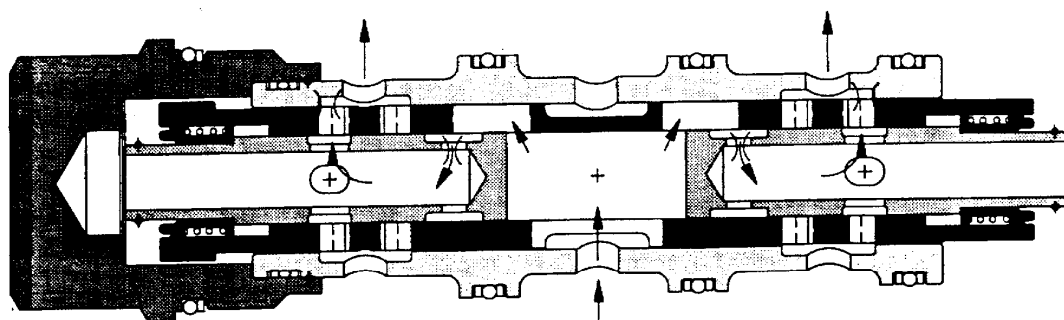


Fig. 32.9 B - Divisore in fase di lavoro di riunificazione

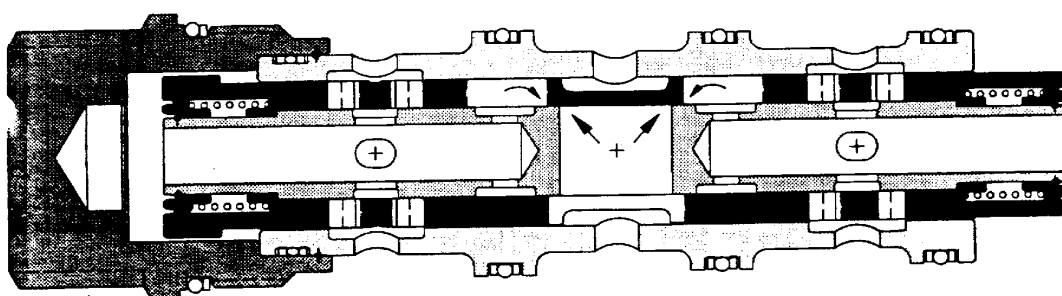
Nella Fig. 32.10 è illustrato un tipo di divisore e riunificatore di flusso a cartuccia SUN HYDRAULICS. Esistono diverse soluzioni

- solo divisori di flusso;
- divisori di flusso e riunificatori normalmente chiusi al centro; la portata che passa dalle bocche d'uscita alla bocca d'entrata è limitata ai tra filamenti;
- divisori di flusso e riunificatori con flusso di sincronizzazione con centro aperto.

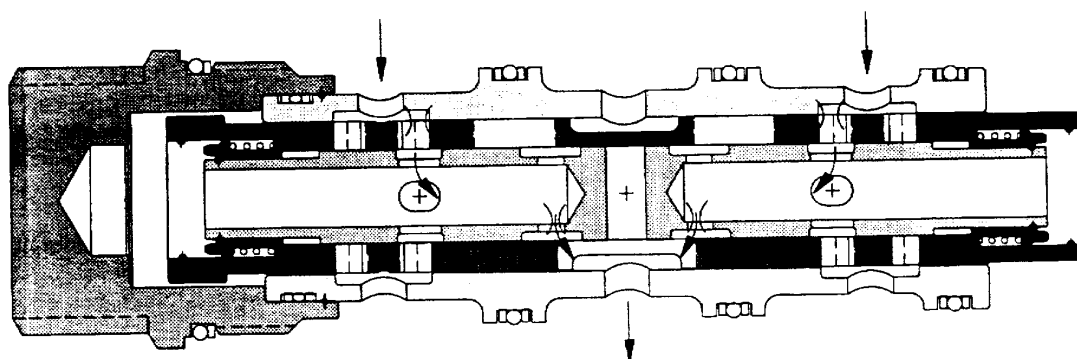
La gamma di portata copre valori da 2,5 a 320 ℓ/min e la pressione massima è di 350 bar.



DIVISORE IN FASE DI LAVORO DI DIVISIONE



DIVISORE CENTRATO NORMALMENTE CHIUSO



DIVISORE IN FASE DI LAVORO DI RIUNIFICAZIONE

Fig. 32.10

22 INTENSIFICATORI DI PRESSIONE

Negli intensificatori di pressione (Fig. 33.1) si sfrutta lo scambio d'energia tra le sezioni, per ottenere pressioni notevolmente superiori alla pressione di funzionamento della pompa principale. Per ottenere questo, gli intensificatori sono composti di due sezioni: una collegata al serbatoio funziona come motore, l'altra collegata al circuito funziona come pompa. All'uscita di quest'ultima sezione si ottiene una pressione intensificata, rispetto alla pressione d'entrata, del rapporto tra le cilindrata delle sezioni. Per ottimizzare il funzionamento degli intensificatori, il rapporto R tra la cilindrata della sezione motore e la cilindrata della sezione pompa, deve essere compreso nell'intervallo $0,80 \div 1,20$. Alla Fig. 33.2 sono schematizzati due circuiti tipici che utilizzano gli intensificatori di pressione.

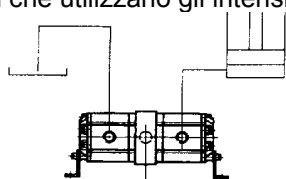


Fig. 33.1

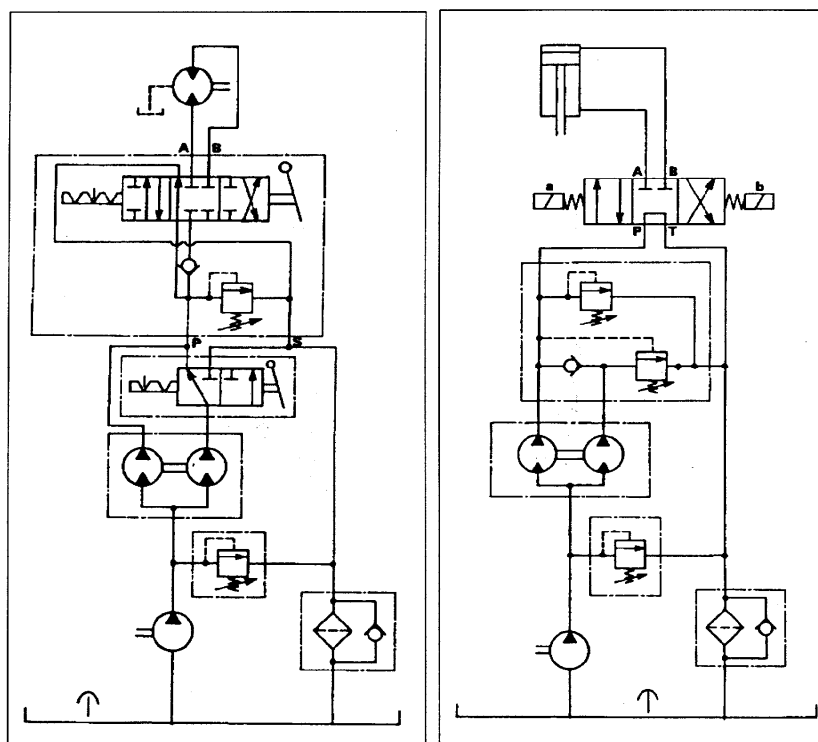


Fig. 33.2

Gli schemi illustrano l'applicazione di un divisore di flusso che funziona come intensificatore di pressione per aumentare la pressione di lavoro degli attuatori sopra il valore di taratura della valvola di massima pressione principale.

23 VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE O ELEMENTI LOGICI

"Valvola a cartuccia a 2 vie" è la denominazione ufficiale di quest'elemento di comando secondo **DIN 24342**. Esso è però noto anche come "elemento logico" o anche semplicemente "cartuccia".

23.1.1 COME SI PUÒ INQUADRARE QUEST'ELEMENTO NELL'AMBITO DEI COMPONENTI IDRAULICI DI COMANDO?

In linea di principio si tratta di un distributore 2/2 ossia con 2 attacchi di lavoro e 2 posizioni "aperto" o "chiuso", concepito per l'inserimento in un blocco di comando (Fig. 34.1).

I componenti interni sono intercambiabili e con un'opportuna combinazione di camicia ed otturatore è possibile ottenere la funzione desiderata.

Il fatto che ciò nonostante sia necessario trattare quest'elemento più da vicino è dovuto alla sua funzione e alle molte varianti esecutive e di pilotaggio possibili.

Quale funzione svolge la valvola a cartuccia a 2 vie in un circuito idraulico?

Mediante opportuno controllo e combinazione di valvole di questo tipo è possibile controllare e modificare direzione, portata e pressione di un flusso. L'elemento può quindi svolgere le funzioni di:

- distribuzione
- controllo portata
- controllo pressione

S'intuisce l'ampia gamma delle possibilità d'impiego dell'elemento stesso.



23.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

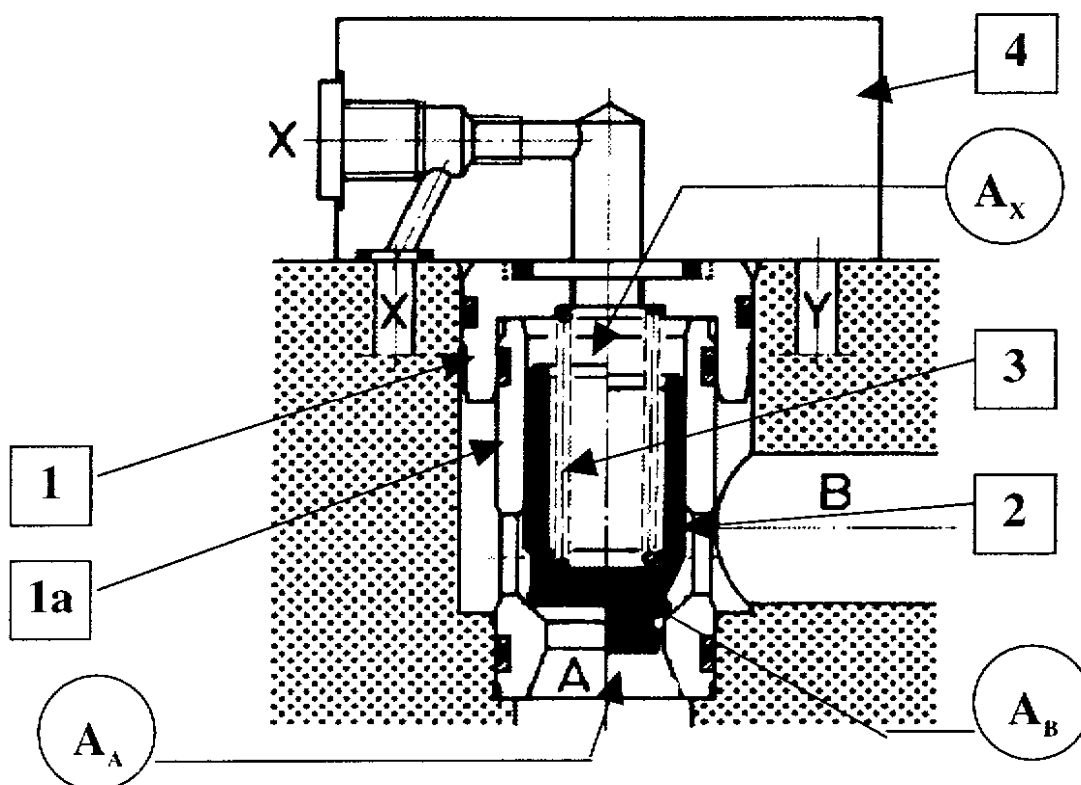


Fig. 34.1 - Cartuccia con coperchio di comando ad azione diretta

La valvola a cartuccia a 2 vie (Fig. 34.1) consiste essenzialmente di un gruppo inseribile composto di bussola (1), camicia (1a) cono valvola (2) e molla (3) nonché del coperchio (4). Il gruppo, o cartuccia, detto anche elemento di potenza, va montato in un alloggiamento standardizzato dalla norma DIN 24342 che è chiuso con il coperchio (4). Il blocco svolge quindi la funzione di "corpo" contenendo gli attacchi A e B nonché i condotti di pilotaggio. Il coperchio (4) contiene anch'esso fori di pilotaggio e costituisce spesso contemporaneamente l'interfaccia tra parte di comando dell'elemento di potenza (lato molla, attacco X) e vera e propria valvola pilota. Che il cono valvola (2) colleghi reciprocamente o separi gli attacchi A e B, dipende dalle pressioni agenti sulle superfici A_1 (A_A), A_2 (A_B) ed A_3 (A_X) nonché dal carico della molla (Fig. 34.2).

Le valvole a cartuccia a 2 vie operano quindi puramente in funzione della pressione.

Le tre superfici determinanti per la funzione sono:

- la superficie sul cono valvola (A_1) oppure (A_A), che è considerata superficie base o di riferimento;
- la superficie anulare sull'attacco B (A_2) od (A_B); nelle valvole standard essa ammonta fino al 50% della superficie base, anche se esistono esecuzioni col 100%.
- la superficie sul lato molla (A_3) oppure (A_X); essa è la somma delle due superfici $A_1 + A_2$.

Vale quindi fundamentalmente la regola:

Le superfici AA ed AB agiscono nel senso dell'apertura. La superficie Ax e la molla agiscono invece nel senso della chiusura. Il senso della forza risultante (se in apertura o in chiusura) determina l'assetto della valvola. In assenza di pressione, la molla preme il cono valvola contro la sede. Dando pressione alla superficie Ax, generalmente dall'attacco A o B oppure da A e B attraverso valvole di selezione, il cono valvola chiude il collegamento $A \leftrightarrow B$.

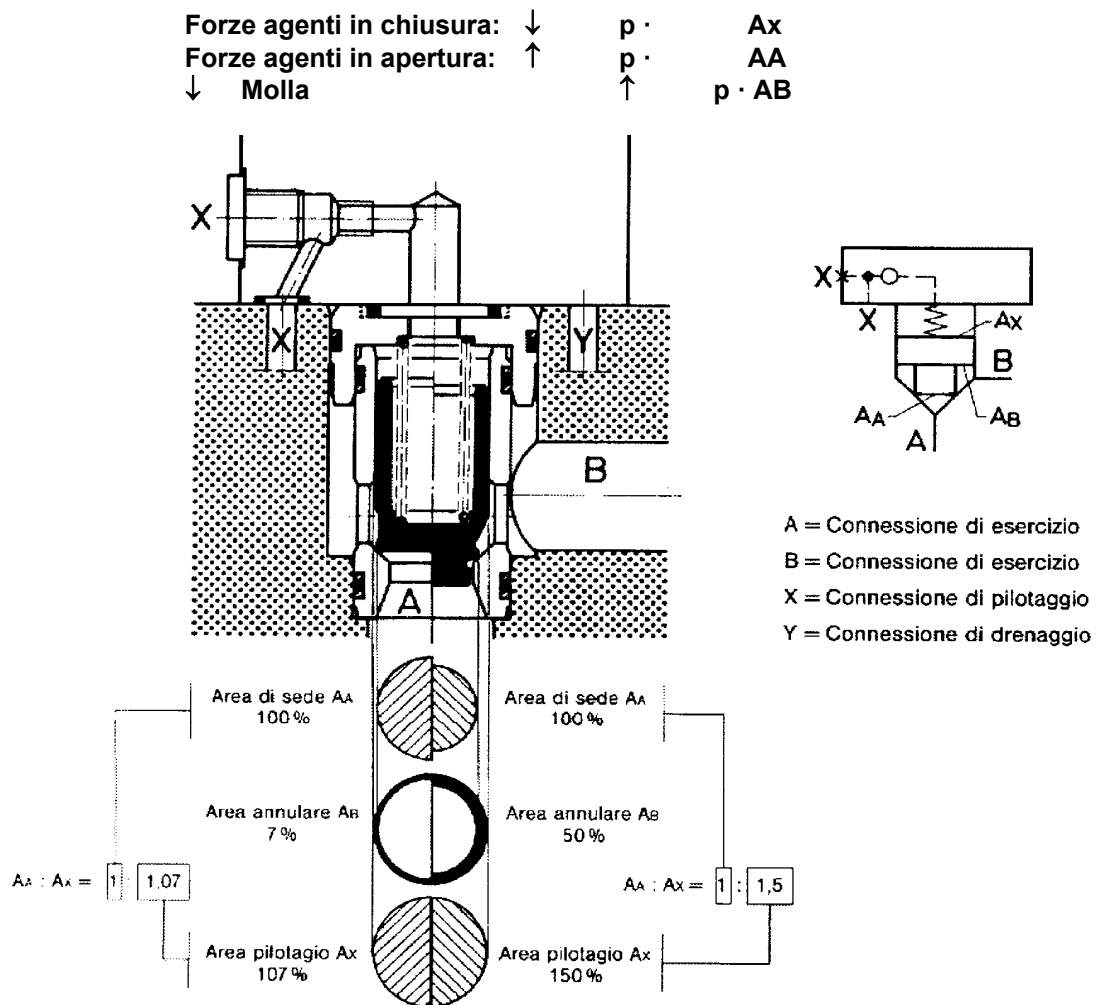


Fig. 34.2

23.3 IMPIEGO E PROPRIETÀ

Le valvole a cartuccia a 2 vie sono utilizzate oggi negli azionamenti e nei comandi per:

- presse
- macchine per stampaggio ad iniezione di materie plastiche
- macchine utensili (specialmente brocciatrici)

A questi impieghi si aggiungono quelli:

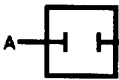
- nell'industria siderurgica
- nell'industria "mobile" (cioè su semoventi)

L'impiego in questi settori è il risultato delle esigenze poste agli impianti e delle caratteristiche delle valvole a cartuccia a 2 vie. Esse sono impiegate quando se ne ricavano vantaggi tecnici ed economici rispetto ai componenti idraulici convenzionali. E' quindi necessario valutare di volta in volta la convenienza di farlo. Vantaggi principali delle valvole a cartuccia a 2 vie sono:

- gran campo di portate
- ridotto ingombro
- attitudine a realizzare funzioni di distribuzione, portata e pressione, singolarmente o combinate

- tenuta ermetica (secondo il tipo di pilotaggio)
- possibilità di tempi di risposta eccezionalmente brevi
- dolcezza di manovra
- ridotte punte di pressione
- tempo di tenuta illimitato
- minima usura, quindi lunga durata
- elevata affidabilità (minima sensibilità alle impurità)
- praticamente nessun limite di prestazioni
- alta pressione di lavoro ammessa
- dimensioni d'ingombro standardizzate

Nella tab.11 sono riportate le funzioni idrauliche possibili in relazione al senso di passaggio e alle diverse modalità di pilotaggio.

Funzione	Connessione X	p_x	Direzione flusso	Osservazioni
 Controllo direzione	a scarico	$= 0$	$A \Rightarrow B$ $B \Rightarrow A$	La connessione X deve poter essere messa a scarico.
 Controllo portata	connessa con A o con B	$= p_A$ oppure $= p_B$	A o B chiusi	Connettere X con A o B per mezzo di una valvola di scambio.
 Controllo pressione	pilotaggio esterno	> 0	$A \Rightarrow B$	La valvola si apre in funzione della pressione esterna di pilotaggio p_x .
 Non ritorno	connessa con B	$= p_A$	$A \Rightarrow B$ B verso A chiuso	Connettere X con B (funzione di ritegno a tenuta verso A).
 Non ritorno	connessa con A	$= p_B$	$B \Rightarrow A$ A verso B chiuso	Connettere X con A (funzione di ritegno a tenuta verso B).
 Controllo portata	a scarico	$= 0$	$A \Rightarrow B$ $B \Rightarrow A$	Un limitatore di corsa determina l'apertura dell'otturatore. Controllo portata in entrambe le direzioni.

Tab. 34.1

Date le complesse possibilità di pilotaggio la comprensione e la valutazione di tali vantaggi è difficile senza un'approfondita conoscenza delle proprietà di questi elementi. Ciò spiega bene un detto concernente questi componenti:

"Le valvole a cartuccia a 2 vie sono famose ma famigerate! Con loro si può fare quasi tutto, anche dei disastri se non si tiene conto delle loro proprietà".

23.4 VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE, FUNZIONI DI DISTRIBUZIONE

Il sistema di pilotaggio e la variante esecutiva della valvola devono essere adatti alla funzione desiderata per la valvola stessa. Occorre inoltre considerare la possibilità di variare la velocità di inserzione e procedere alla corretta scelta della grandezza nominale.

23.4.1 TIPI DI PILOTAGGIO

In linea di principio la pressione di pilotaggio può essere prelevata da:

- attacco A
- attacco B
- attacchi A e B
- dall'esterno

Vedremo con i disegni e i simboli seguenti quali funzioni e proprietà derivano dalle diverse modalità di prelievo del pilotaggio.

Indicazioni sulla rappresentazione

Per riconoscere meglio il funzionamento l'elemento è rappresentato in sezione. Tuttavia affinché la funzione sia trasponibile anche alle rappresentazioni simboliche utilizzate negli schemi, sono state create tre varianti di simboli:

Simbolo basato sulla rappresentazione schematico-costruttiva (Fig. 34.3)

Si è diffuso in pratica perché riproduce in forma semplificata il disegno costruttivo della valvola, facilitando quindi la comprensione di quanto avviene nel funzionamento. Il simbolo è riportato nella norma DIN 24342 allegato 1 (simboli speciali per rappresentare la funzione delle valvole a cartuccia a 2 vie non sono attualmente standardizzati).

Simbolo secondo DIN ISO 1219 (Fig. 34.4)

Questo simbolo è realizzato secondo le regole di formazione basate sulla norma DIN ISO 1219 ed è riportato nell'allegato 1 alla norma DIN 24342 (quote di installazione di valvole a cartuccia a 2 vie).

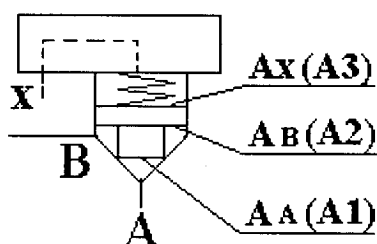


Fig. 34.3

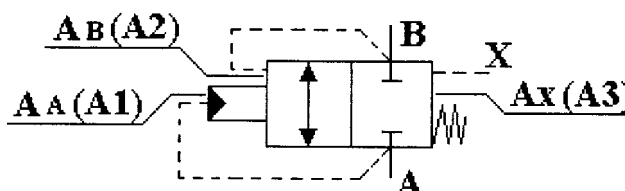


Fig. 34.4

23.5 PILOTAGGIO (PRELIEVO D'OLIO) DALL'ATTACCO A

23.5.1 PILOTAGGIO DIRETTO (SENZA VALVOLA PILOTA)

Funzione: **A $\Rightarrow$ B chiuso**
B $\Rightarrow$ A aperto

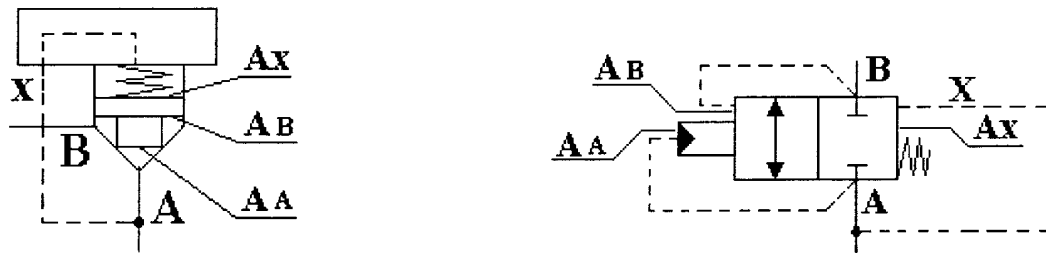


Fig. 34.5- Valvola a cartuccia con pilotaggio dall'attacco A

Nel primo esempio la linea di pilotaggio va dall'attacco A fino alla superficie di pilotaggio Ax (Fig. 34.5).

La pressione in A agisce contemporaneamente sulle superfici AA ed Ax e quindi, insieme alla molla, mantiene il cono valvola in posizione chiusa ($A_x > A_A$). Il flusso nel senso $A \Rightarrow B$ è bloccato e non può essere aperto.

Si pone la domanda se detto bloccaggio del flusso tra A e B è o no esente da perdite. Nel punto di separazione tra A e B abbiamo uno spigolo a sede (2), Fig. 34.6.

Nonostante ciò il bloccaggio non è esente da perdite. Il cono valvola (detto anche elemento d'inserzione) possiede una guida nella zona superiore.

La separazione tra camera B e camera della molla (Fig. 34.6) avviene mediante un accoppiamento (1) come nei distributori a cassetto.

Alla presenza di differenti pressioni sull'attacco B e nella camera molla, in quella zona si determina un trafilamento.

La separazione $B \Rightarrow A$ secondo Fig. 34.7 con pilotaggio dal lato B è invece esente da perdite poiché nelle camere separate dall'accoppiamento meccanico si ha la stessa pressione.

Le camere con pressioni diverse sono invece separate da uno spigolo a sede.

Queste considerazioni circa la presenza o meno di perdite nelle valvole a cartuccia a 2 vie valgono per qualunque tipo di comando e sono legate alle modalità del pilotaggio ed all'esecuzione della valvola pilota.

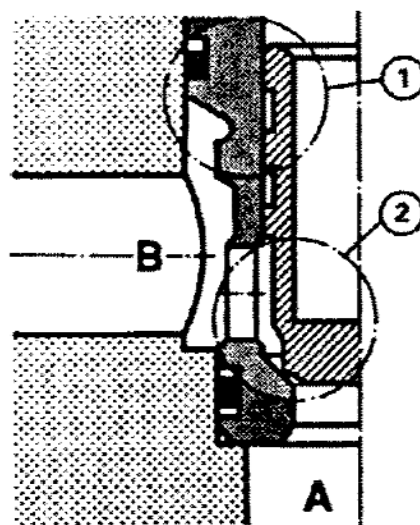


Fig. 34.6

Consideriamo ora la funzione quando l'attacco A è senza pressione e contemporaneamente si ha pressione all'attacco B .

La pressione in B agisce sulla superficie anulare AB in apertura. Le superfici AA agente in apertura ed Ax agente in chiusura sono depressurizzate.

Solo la molla preme il cono valvola contro la sede. Se la forza risultante dalla pressione p_B moltiplicata per la superficie AB supera il carico di detta molla, il cono valvola è spostato in alto contro l'azione della molla stessa aprendo così il passaggio da B verso A.

23.5.2 PILOTAGGIO DALL'ATTACCO B

23.5.3 PILOTAGGIO DIRETTO (SENZA VALVOLA PILOTA)

Supponiamo che sull'attacco B vi sia pressione e che l'attacco A sia a scarico. La pressione agisce sulla superficie anulare AB e attraverso la linea di pilotaggio anche sulla superficie maggiore Ax.

Di conseguenza, il cono valvola resta contro la sede.

L'attacco B è separato dall'attacco A (figura 34.7). Se s'intende utilizzare una valvola a cartuccia come valvola di non ritorno, è normalmente scelto questo tipo di pilotaggio (bassa pressione di apertura).

Già a proposito della Fig. 34.5 è stato accennato che il bloccaggio del collegamento da B verso A è privo di trafilamento se il pilotaggio avviene dall'attacco B perché le camere separate da organi con giochi meccanici di accoppiamento presentano in questo caso uguale pressione.



Fig. 34.7

Se il fluido arriva alla valvola da A come in una semplice valvola di non ritorno il cono valvola spinto verso l'alto dal flusso contro l'azione della molla apre il passaggio da A verso B.

Il fluido contenuto nella camera della molla è espulso dal cono valvola verso l'attacco B attraverso il foro X.

La pressione necessaria per l'apertura dipende dal carico della molla e dalla superficie AA . Si tratta in linea di principio di una pura funzione di valvola di non ritorno (passaggio aperto da A verso B e chiuso da B verso A .

23.6 PILOTAGGIO ESTERNO

(Fig. 34.8)

Alla presenza di un pilotaggio esterno della valvola a cartuccia a 2 vie risulta ancora una volta chiaro che essa s'inserisce solo in funzione della pressione.

Che il cono valvola colleghi oppure separi gli attacchi A e B dipende soltanto dalle pressioni presenti in A e B e nella linea di pilotaggio X.

Per trarre conclusioni sulla posizione che si crea nella valvola è necessario calcolare le forze agenti in apertura e quelle agenti in chiusura :

Forza in apertura $F\uparrow = p_A \cdot A_A + p_B \cdot A_B$
 Forza in chiusura $F\downarrow = p_X \cdot A_X + \text{carico molla}$

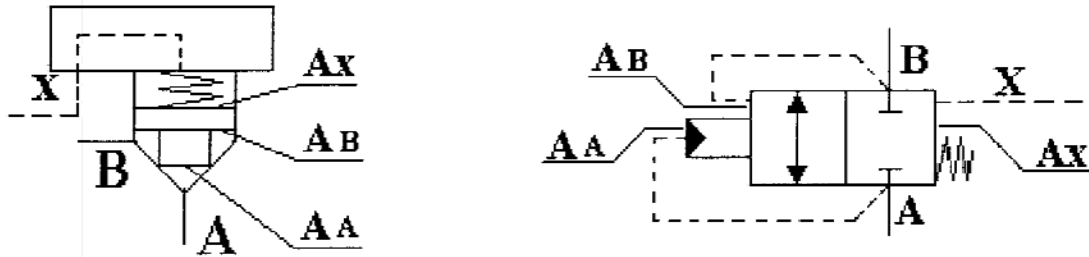


Fig. 34.8

23.7 CIRCUITO DI DISTRIBUZIONE CON VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE

23.7.1 PILOTAGGIO DI 4 VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE MEDIANTE VALVOLE PILOTA SEPARATE

Come semplice esempio di circuito con valvole a cartuccia a 2 vie illustriamo il comando di un cilindro. Il distributore 4/3 (Fig. 34.9) è qui sostituito da quattro valvole a cartuccia a 2 vie pilotate singolarmente (Fig. 34.10).

Se si confronta il circuito munito di distributore 4/3 con quello realizzato con le valvole a cartuccia a 2 vie si resta sorpresi dalla complessità del secondo.

Senza anticipare i criteri d'impiego che enunceremo più avanti è evidente che non può essere ragionevole almeno nel caso di piccoli diametri nominali effettuare tale sostituzione quando si tratta di pure funzioni di distribuzione.

Con quest'esempio non intendiamo illustrare vantaggi tecnici od economici bensì soltanto esporre qualche considerazione relativa alla disposizione delle valvole a cartuccia a 2 vie nel circuito ed alla loro funzione.

23.7.1.1 Descrizione del circuito

Nella condizione iniziale la pressione presente in P agisce attraverso i condotti di pilotaggio e le valvole pilota (da 1.1 ad 1.4 - si tratta di distributori 4/2 di piccole dimensioni nominali) sulla superficie maggiore di pilotaggio A_X degli elementi da (1.0) a (4.0).

In questo modo tutte le valvole a cartuccia a 2 vie sono mantenute chiuse. I collegamenti del cilindro con la pompa P, il serbatoio T, e le tubazioni di lavoro sono interrotti.

Questa condizione corrisponde alla condizione di "centro chiuso" del distributore 4/3.

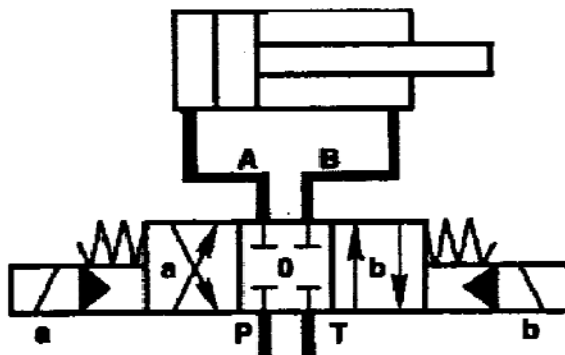


Fig. 34.9 - Simbolo del distributore 4/3

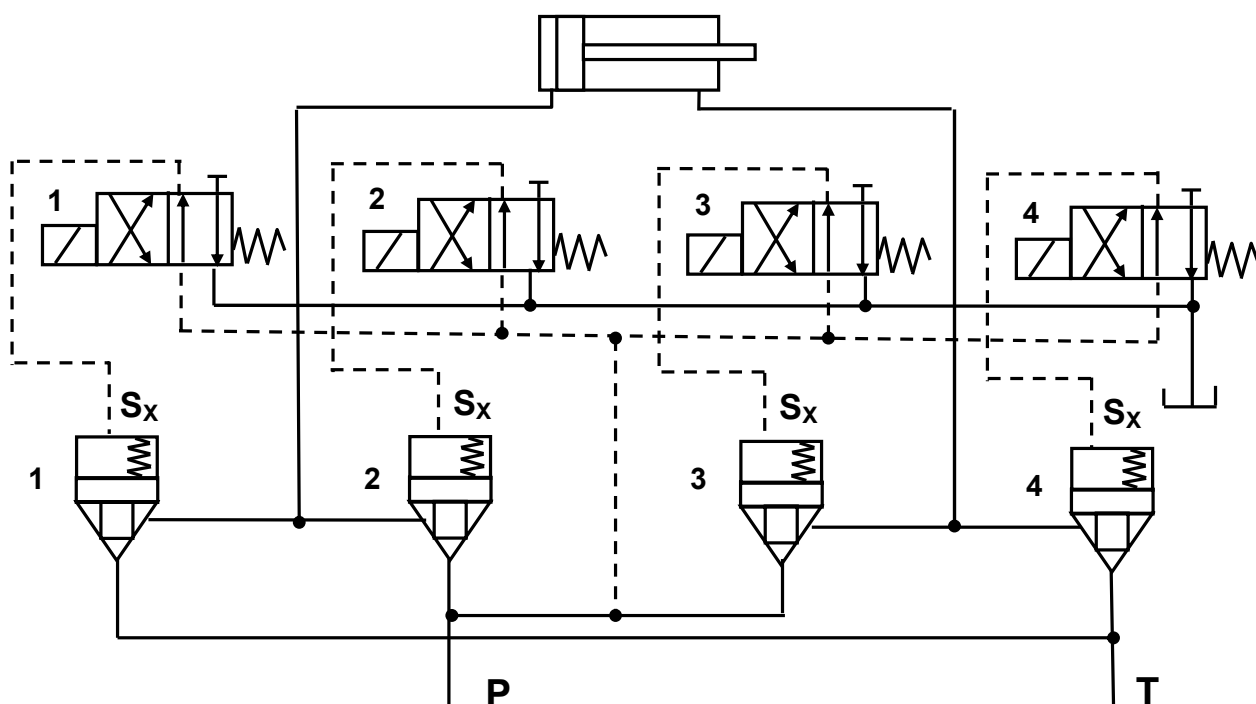


Fig. 34.10 - Comando del cilindro mediante valvole a cartuccia a 2 vie, ciascuna con propria valvola pilota

23.7.1.2 Fuoriuscita dello stelo del cilindro

Le valvole pilota (1.1) e (3.1) sono diseccitate.

La pressione nella tubazione P, attraverso le tubazioni di pilotaggio e le valvole pilota (1.1) e (3.1) agisce anche sulle grandi superfici di pilotaggio Ax delle due valvole a cartuccia a 2 vie (1.0) e (3.0).

Ambedue questi elementi sono tenuti chiusi ed intercettano quindi i collegamenti da B verso A (1.0) e da A verso B (3.0). Le valvole 2.1 e 4.1 sono eccitate (sono attivi i collegamenti rappresentanti dalle frecce incrociate) e le camere lato molla degli elementi (2.0) e (4.0) sono a scarico.

In tal modo l'elemento (2.0) è pilotato mediante la superficie AA e il fluido va al cilindro.

Dal lato stelo del cilindro il fluido giunge poi all'elemento (4.0) e lo pilota attraverso la superficie AB contro l'azione della molla, aprendo così lo scarico verso il serbatoio.

23.7.1.3 Rientro dello stelo del cilindro

Per la corsa di rientro dello stelo del cilindro le valvole pilota (2.1) e (4.1) restano diseccitate.

Pertanto attraverso la tubazione di pilotaggio la pressione della tubazione P agisce nella camera della molla (superficie Ax) delle valvole (2.0) e (4.0) mantenendole chiuse.

Le valvole (1.1) e (3.1) sono eccitate per questo le camere lato molla delle valvole a cartuccia a 2 vie (1.0) e (3.0) sono collegate al serbatoio.

Agendo sulla superficie AA della valvola (3.0) la pressione può sollevare il cono valvola e raggiungere la camera lato stelo del cilindro.

Il fluido uscente dalla camera lato pistone agisce sulla superficie AB del cono valvola (1.0) contro l'azione della molla e può così scaricarsi nel serbatoio.

23.7.2 PILOTAGGIO DI 4 VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE MEDIANTE UN'UNICA VALVOLA PILOTA

In quest'esempio le 4 valvole a cartuccia sono pilotate mediante un'unica valvola di pilotaggio. Si effettuerà un confronto con il circuito di Fig. 34.19 e s'indicheranno i corrispondenti spigoli di comando. Prima di passare all'esame delle singole funzioni, occorre qualche premessa:

- Il pilotaggio di più valvole a cartuccia a 2 vie mediante un'unica valvola pilota comporta un minor numero di componenti e appare quindi più semplice ma nasconde qualche problema.
- Questo tipo di circuito funziona in pratica solo con strozzamenti sulle tubazioni pilota se s'intende assicurare una chiara sequenza di funzioni.
- Di conseguenza l'ottimizzazione "in loco" richiede generalmente tempi lunghi.
- Inoltre il comportamento è fortemente dipendente dalla viscosità del fluido.
- Nel caso di comandi singoli questo sistema non è quindi consigliabile; come già detto, esso viene però spesso utilizzato per il risparmio di componenti che consente.

23.7.2.1 Descrizione del circuito

Se la valvola pilota (5) è nell'assetto iniziale rappresentato in Fig. 34.11 la pressione esistente nella tubazione della pompa attraverso la valvola pilota e le corrispondenti tubazioni agisce sulla superficie maggiore di comando Ax delle valvole a cartuccia da (1) a (4) e quindi nel senso della chiusura.

La pressione nella tubazione della pompa agisce però contemporaneamente sulle superfici anulari delle valvole (2) e (3): la forza pp AB che né deriva agisce in apertura.

Le superfici anulari AB delle valvole (1) e (4) sono collegate allo scarico e quindi non sono soggette a pressione. Se si parte dalla condizione di cilindro senza carico, sui coni delle valvole da (1) a (4) si avrà la massima forza in chiusura.

Le valvole (2) e (3) intercettando il collegamento degli attacchi B con A mentre le valvole (1) e (4) intercettano il collegamento da A con B.

Con ciò le tubazioni al cilindro quelle alla pompa e al serbatoio risultano reciprocamente sezionate.

Abbiamo così la stessa condizione iniziale del circuito di Fig. 34.9. Se si effettua il confronto con il distributore a cassetto del circuito convenzionale, la separazione tra gli attacchi A e B nella valvola a cartuccia corrisponde alla separazione tra i canali A e T nel distributore a cassetto (vedi sezione).

Ciò vale corrispondentemente anche per le altre vie P verso A, P verso B, e B verso T.

Per la funzione di distribuzione ora descritta, una valvola a cartuccia a 2 vie può essere considerata come un singolo spigolo di un distributore a cassetto.

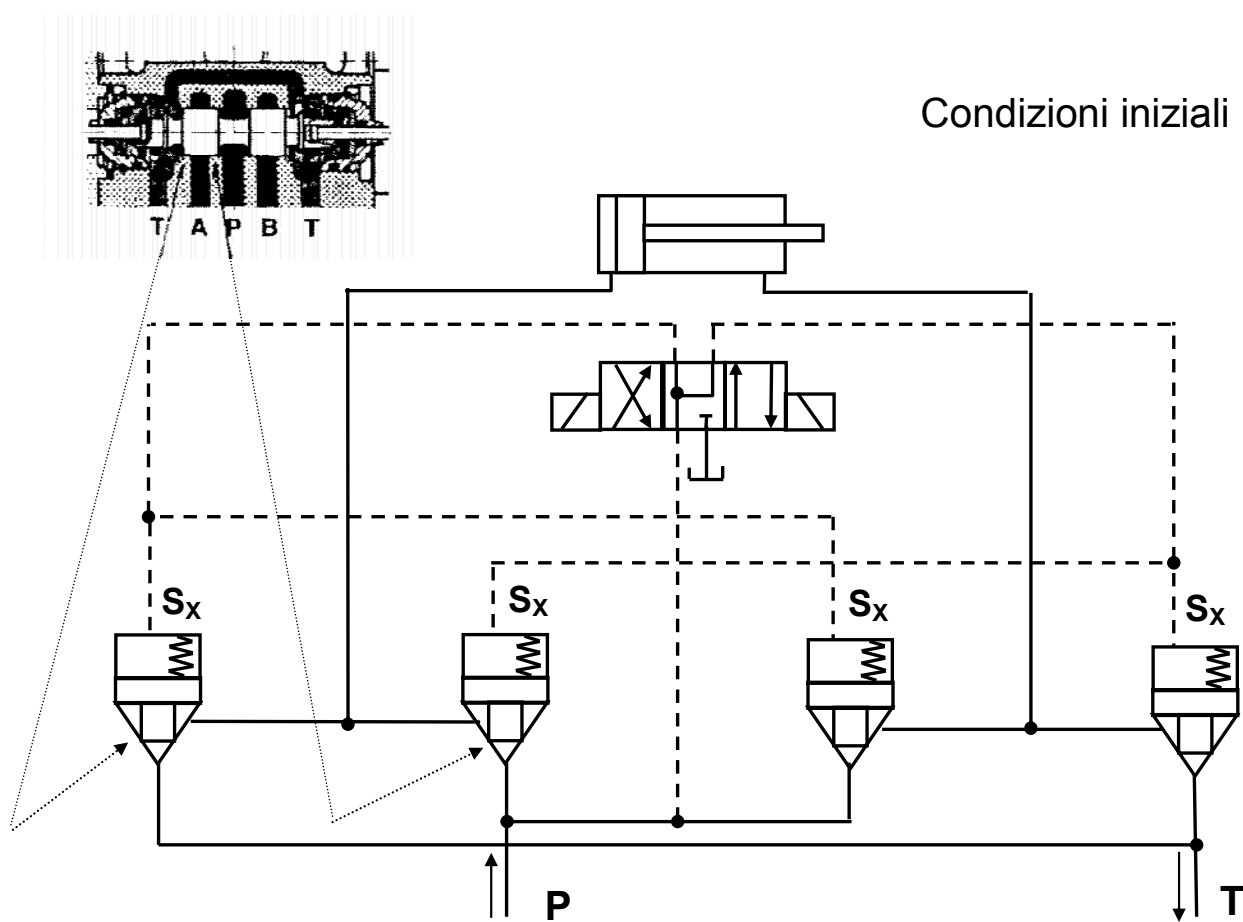


Fig. 34.11

23.7.2.2 Corsa di uscita dello stelo del cilindro

In Fig. 34.12 la valvola pilota è stata inserita in pos.b.

La pressione della tubazione P agisce ora attraverso la valvola pilota stessa sulle superfici di comando Ax delle valvole a cartuccia (1) e (3) che restano quindi chiuse.

Attraverso la valvola pilota (5) le superfici di comando degli elementi (2) e (4) sono collegate al serbatoio, ossia depressurizzate.

La pressione agente sulla superficie anulare AB dell'elemento (2) spinge verso l'alto il cono valvola contro l'azione della molla C2, aprendo il passaggio da B verso A e verso il cilindro.

L'olio che rifluisce dalla camera lato stelo del cilindro passa attraverso la valvola a cartuccia (4) (pilotata mediante la superficie AA contro la molla C4), ritornando al serbatoio.

Anche in questo caso, se si fa il confronto con il distributore a cassetto, l'apertura della valvola a cartuccia corrisponde all'apertura dello spigolo di comando da P verso A nel distributore a cassetto.

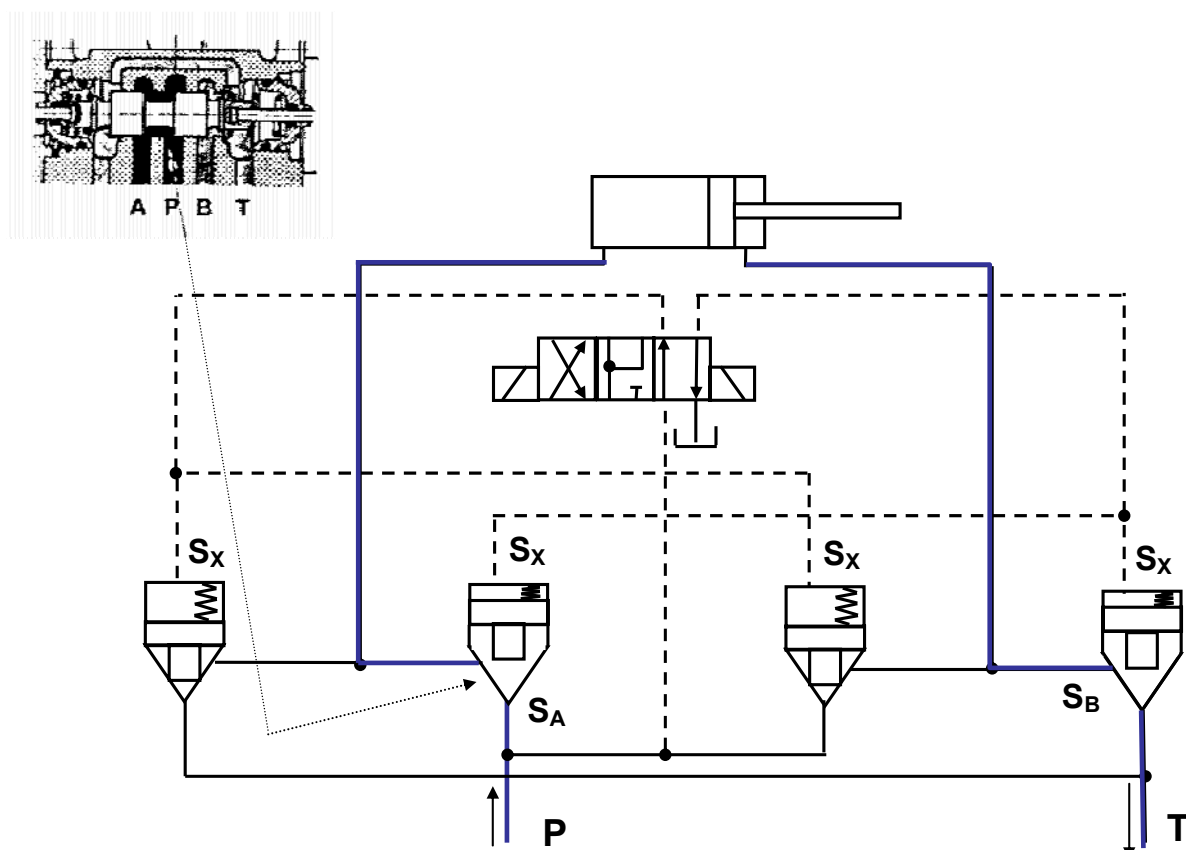


Fig. 34.12

23.7.2.3 Corsa di rientro dello stelo (Fig. 34.13)

Se la valvola pilota viene ora inserita in pos.a, le valvole a cartuccia (2) e (4) restano chiuse. Attraverso la valvola (3) pilotata con la superficie AB contro la molla C3 , il fluido va alla camera lato stelo del cilindro, che esegue così la corsa di rientro. Il fluido espulso dalla camera lato pistone passa attraverso la valvola (1) (comandata dalla superficie AA contro la molla C3) da A verso B raggiungendo il serbatoio.

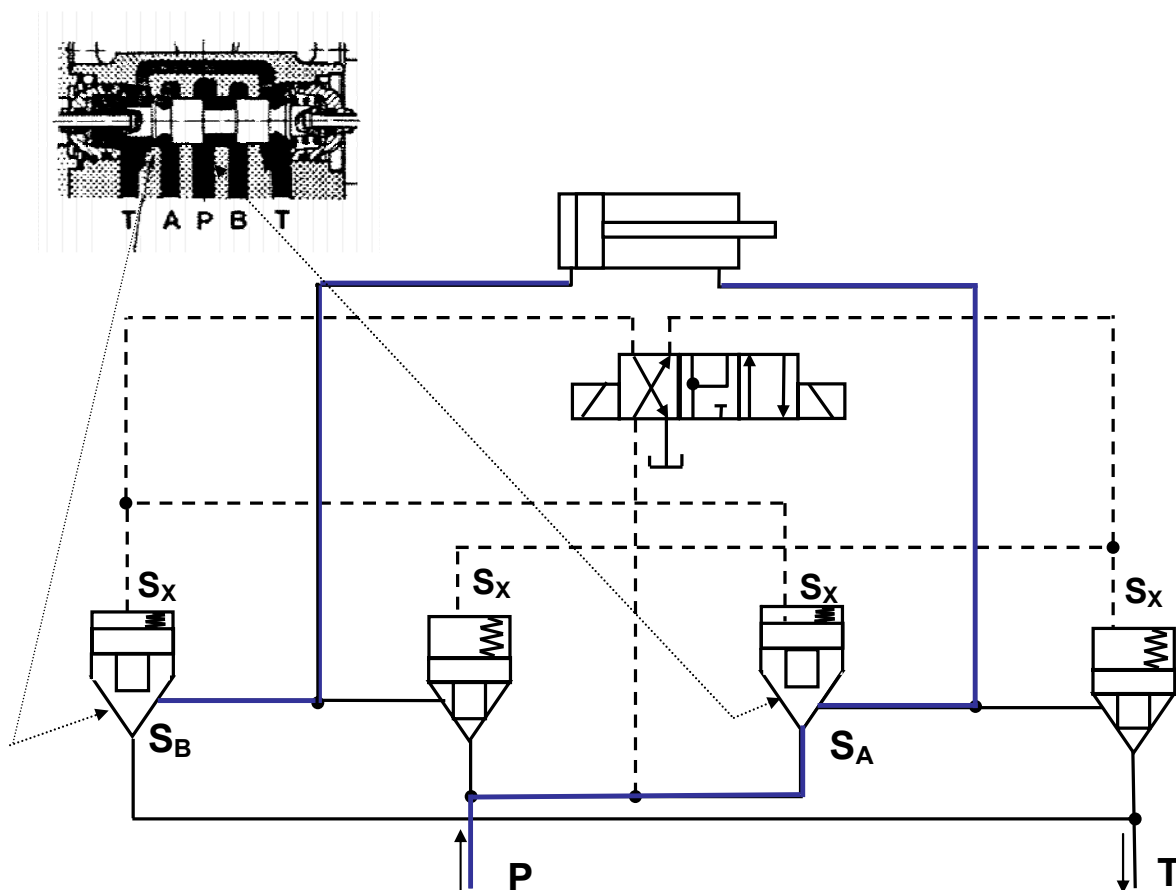


Fig. 34.13

23.7.3 COMANDO DEL CILINDRO CON CONTROLLO DELLA VELOCITÀ

Se, oltre alla funzione di distribuzione si vuole realizzare con le valvole a cartuccia a 2 vie anche quella di controllo della portata, le valvole vengono dotate di una limitazione di corsa (Fig. 34.14).

La corsa massima del cono valvola della cartuccia e quindi la sezione di passaggio nella valvola può essere limitata con continuità mediante vite con volantino. Il pilotaggio avviene secondo la funzione di distribuzione desiderata. L'azione di strozzamento (a valvola aperta) si presenta in entrambi i sensi del flusso. Per realizzare il controllo di velocità secondo lo schema della Fig. 34.15, le valvole a cartuccia (1) e (4) vengono provviste dei finecorsa (8) e (9).

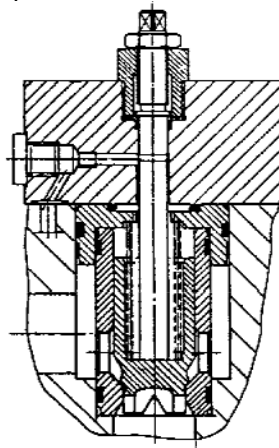


Fig. 34.14

Come indica la Fig. 34.15, il fluido può raggiungere liberamente il cilindro mentre lo scarico (ritorno dal cilindro) deve passare attraverso gli strozzamenti (10) o (11). Nello schema di Fig. 34.16 pertanto il fluido proveniente dalla camera anulare (lato stelo) del cilindro viene scaricato al serbatoio attraverso la valvola (4), essendo la portata influenzata dalla limitazione (9) della corsa del cono valvola.

Analogamente avviene lo strozzamento della portata sul lato pistone (Fig. 34.15), valvola di non ritorno (10) mediante la limitazione di corsa (8) sulla valvola a cartuccia (1). L'esempio del circuito di (Fig. 34.21) conferma che le valvole a cartuccia a 2 vie operano solo in funzione della pressione. In conseguenza dello strozzamento dello scarico attraverso la valvola (4), sul lato stelo del cilindro si crea una moltiplicazione di pressione che in assenza della valvola di scambio (6) agirebbe sulla superficie AA della valvola a cartuccia (3) determinandone l'apertura.

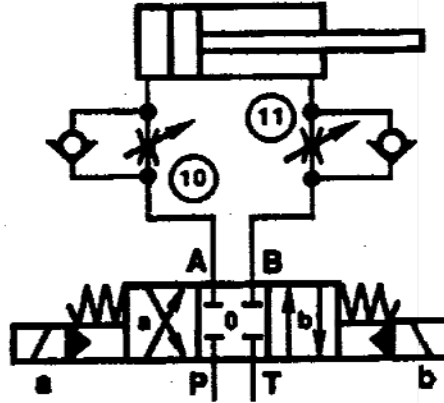


Fig. 34.15 - Esempio con distributore a cassetto e valvola di non ritorno con strozzamento

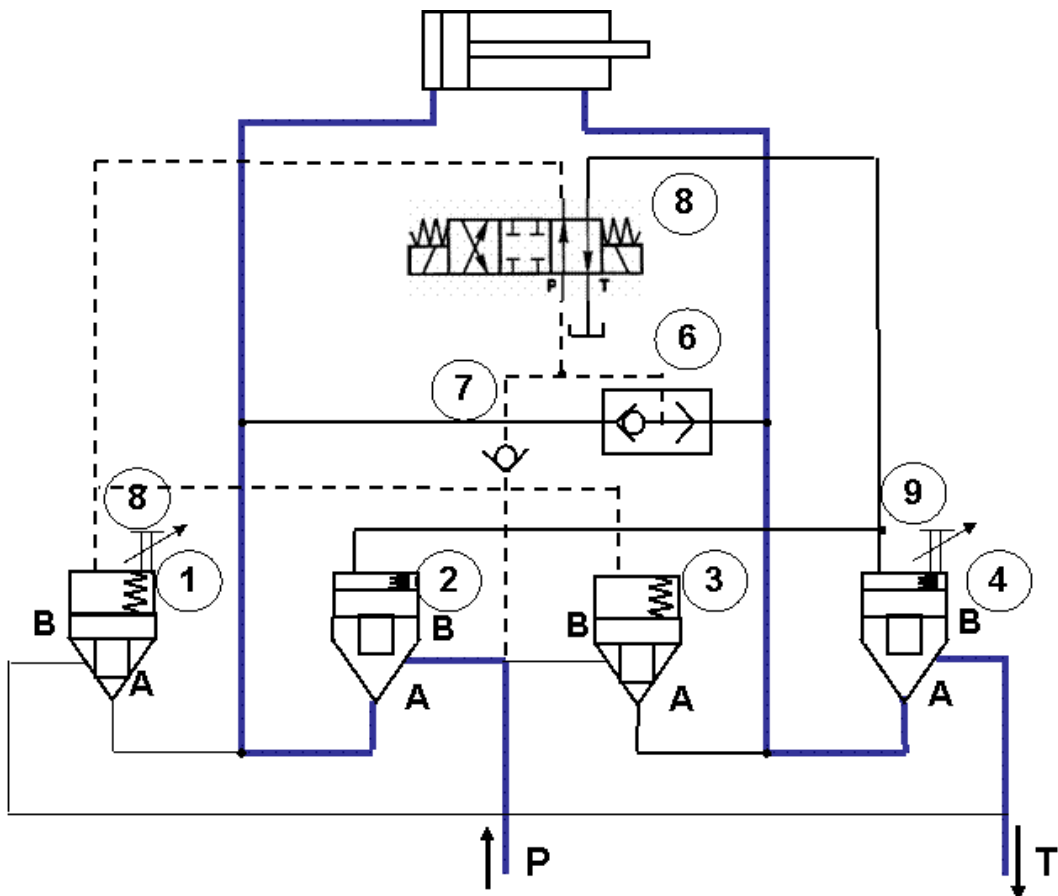


Fig. 34.16 - Esempio con valvole a cartuccia a 2 vie munite di limitazione di corsa. Fase di uscita dello stelo

23.8 CONFRONTO TRA DISTRIBUTORI A CASSETTO E VALVOLE A CARTUCCIA

Dopo avere visto a grandi linee, con alcuni esempi, le modalità fondamentali di funzionamento delle valvole a cartuccia, riepiloghiamo ora le proprietà (vantaggi e svantaggi) di queste e dei distributori a cassetto.

23.8.1 CARATTERISTICHE DEI DISTRIBUTORI A CASSETTO:

- il collegamento delle varie vie si realizza con il movimento di un unico pistone
- il pistone stesso assume più posizioni nel corpo; possono essere così realizzati più schemi funzionali
- la correlazione tra cave del corpo e spigoli pilotanti del pistone può essere scelta tra molte possibili (diversi schemi per il pistone)
- perfetto bilanciamento idraulico del pistone sotto la pressione statica
- grazie al suddetto bilanciamento si realizza anche il bilanciamento delle forze assiali sul pistone
- la tenuta tra camere adiacenti a pressioni diverse avviene attraverso un meato (trafilamenti)
- la tenuta a meato è sensibile alle impurità ed alla creazione di campi eccentrici di pressione (bloccaggi del pistone, problemi di manovra e di durata)
- variando la grandezza nominale, le masse variano con legge cubica mentre le sezioni variano solo con legge quadratica

23.8.2 CARATTERISTICHE DELLE VALVOLE A CARTUCCIA A 2 VIE:

- ridotto ingombro in relazione alle ampie luci di passaggio (Fig. 34.27)
- assenza di trafiletti per certi tipi di pilotaggio (B verso A, uso di valvola a sede per il pilotaggio)
- possibilità di pilotaggio separato per le singole vie
- possibilità di più funzioni
- minimi tempi di manovra
- possibilità di intervenire sulla velocità di inserzione in apertura ed in chiusura
- elevata sicurezza funzionale
- vasto campo di portate (praticamente nessun limite di prestazioni nel caso della distribuzione)
- ridotta sensibilità alle impurità
- semplicità nella gestione dei ricambi
- dolcezza di manovra ed eliminazione delle punte di pressione
- ampia gamma di grandezze nominali secondo le portate
- elevate pressioni di lavoro
- maggiore impegno di progettazione per i non esperti
- maggior dispendio di tempo per l'ottimizzazione (non vale per comandi e per blocchi di comando standard)
- maggiore difficoltà di manutenzione in conseguenza del montaggio nel blocco
- modalità di funzionamento più complesse (le valvole operano unicamente in funzione della pressione)
- al verificarsi di disfunzioni le cause sono più difficili da localizzare
- con un unico elemento usato come distributore si realizza solo la funzione 2/2
- in generale per i distributori a sede: impossibilità di bilanciamento delle forze sull'otturatore.

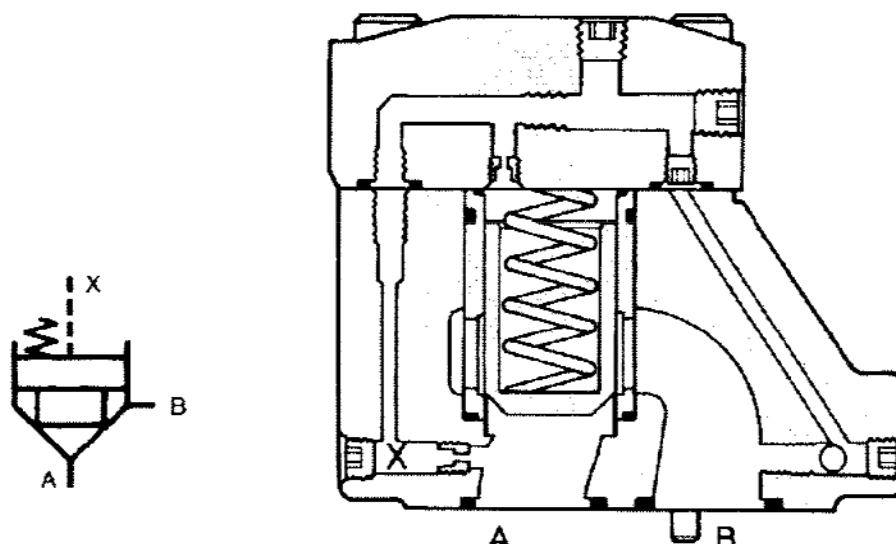


Fig. 34.17

23.9 FUNZIONE DI LIMITAZIONE PRESSIONE CON TARATURA MANUALE

Con la valvola in assetto base l'elemento funzionale (pistone a sede od a sede-cassetto) separa l'attacco A (pressione) dall'attacco B (scarico al serbatoio). A differenza della funzione di distribuzione, in quella di puro controllo pressione l'elemento funzionale non ha superficie attiva sul lato dell'attacco B. Ciò significa che la superficie anulare AB sull'elemento è in questo caso 0%. La taratura della pressione avviene sulla valvola pilota (3), che è una valvola limitatrice di pressione ad azione diretta (Fig. 34.18).

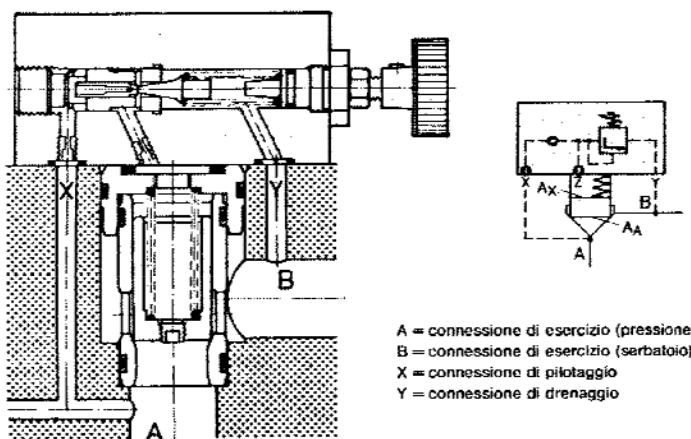


Fig. 34.18

23.10 ELEMENTI LOGICI TIPO SCREW-IN (AVVITATE)

Sono valvole concettualmente simili alle precedenti ma costruttivamente sono in un unico insieme (camicia, cono valvola, molla e coperchio) per essere direttamente avvitate nei blocchi forati come illustrato in Fig. 34.19.A. A differenza delle cartucce SLIP-In, per ottenere le varie combinazioni di

funzioni non è possibile sostituire alcuni particolari (es. molla, camicia, cono valvola) ma è necessario sostituire tutta la valvola. Le valvole tipo SCREW-IN sono limitate nelle prestazioni di portata massima (750 l/min), mentre la pressione d'esercizio è normalmente pari a 350 bar. Le valvole avvitate normalmente includono due versioni:

- valvole pilotate a chiudere dove la pressione di pilotaggio attraverso la bocca 3 agisce sull'area A_3 e chiude il passaggio $1 \Rightarrow 2$ e $2 \Rightarrow 1$. Il cono valvola in questo caso è tenuto sulla sede della camicia dalla sola forza della molla e quindi in assenza di pressione al pilotaggio e con pressione alla bocca 1 oppure 2, si solleverebbe (figg. 34.19 A e B).

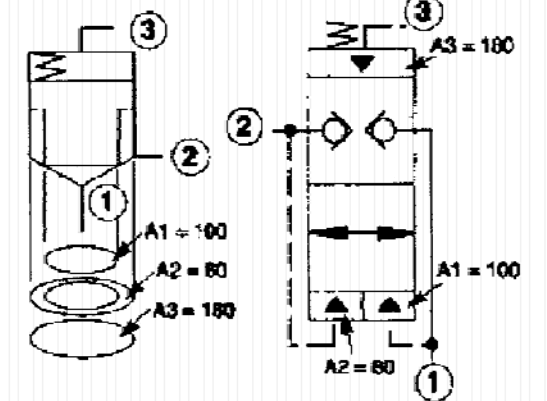


Fig. 34.19.A

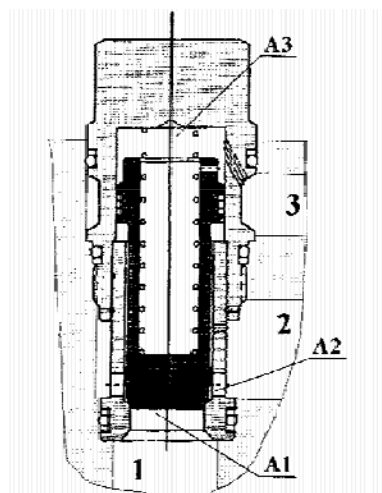


Fig. 34.19.B

- valvole pilotate ad aprire dove il cono valvola è capovolto rispetto la versione precedente e la molla tiene il cono sulla sede in modo da chiudere il passaggio $1 \Rightarrow 2$. La pressione di pilotaggio attraverso la bocca 3 agisce sull'area A_3 e spinge verso il basso il cono valvola aprendo il passaggio $1 \Rightarrow 2$, mentre il flusso può avvenire da 2 verso 1 (figg. 34.20 A e B).

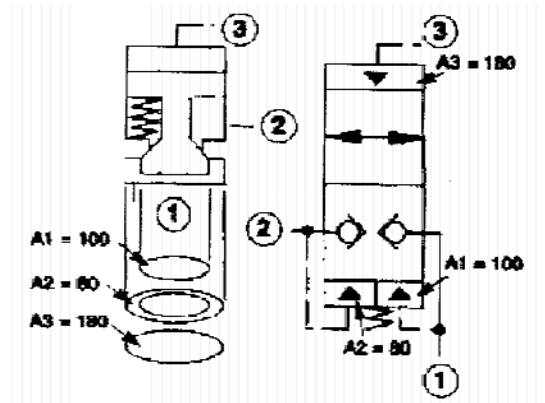


Fig. 34.20.A

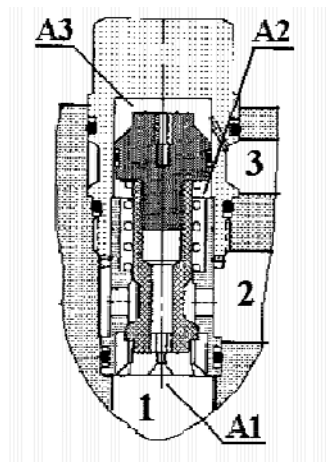


Fig. 34.20.B

23.11 APPLICAZIONI DEGLI ELEMENTI LOGICI

23.11.1 CESOIA OLEODINAMICA PER COLATA CONTINUA BILLETTE

In un impianto di colata continua per billette di acciaio speciale, nelle dimensioni comprese tra 140 e 190 mm, costituito da cinque linee di colata, sono installate altrettante cesoie oleodinamiche. Ciascuna cesoia ha il compito di eseguire il taglio tra la falsa billetta e di dividere in segmenti la barra colata in modo continuo, secondo delle lunghezze prescelte. Il taglio avviene azionando, per mezzo di una coppia di cilindri oleodinamici, il coltello inferiore contro quello superiore. A taglio effettuato i coltelli si distanziano nuovamente. Dalla parte superiore un pressino, azionato da un cilindro oleodinamico, si abbassa prima dell'inizio del taglio. I coltelli si muovono con l'impulso di taglio dato tramite la misurazione di lunghezza.

Il coltello superiore si abbassa fin quasi allo spigolo superiore della billetta, appoggiandosi a degli arresti fissi. Segue l'esecuzione del taglio effettuato dall'innalzamento del coltello inferiore. Per lo spostamento sincronizzato billetta-cesoia, il carrello porta cesoia scorre sul telaio di base e viene mosso da un cilindro oleodinamico; a taglio ultimato, viene ritrasportato nella posizione di inizio ciclo. La velocità del cilindro di spostamento è regolata ad un valore leggermente superiore a quella massima di colata; ciò garantisce che le forze di reazione al movimento della cesoia non influiscano

da freno sulla velocità di estrazione della barra e delle gabbie di tiro. I singoli movimenti della cesoia sono controllati da interruttori di fine corsa. I cilindri di taglio, il pressino ed il cilindro di spostamento vengono alimentati tramite la centrale oleodinamica principale dell'impianto, con pressione d'esercizio di 140 bar. Il collegamento tra le cesoie e l'impianto fisso è effettuato tramite tubazioni snodate con giunti rotanti.

In conseguenza delle notevoli dimensioni dei due cilindri di taglio e della rapidità richiesta dall'operazione risulta un elevato valore della portata (oltre 600 l/min in mandata e 2200 l/min allo scarico). Si presenta quindi una favorevole applicazione dei cosiddetti "elementi logici". (Fig. 34.19)

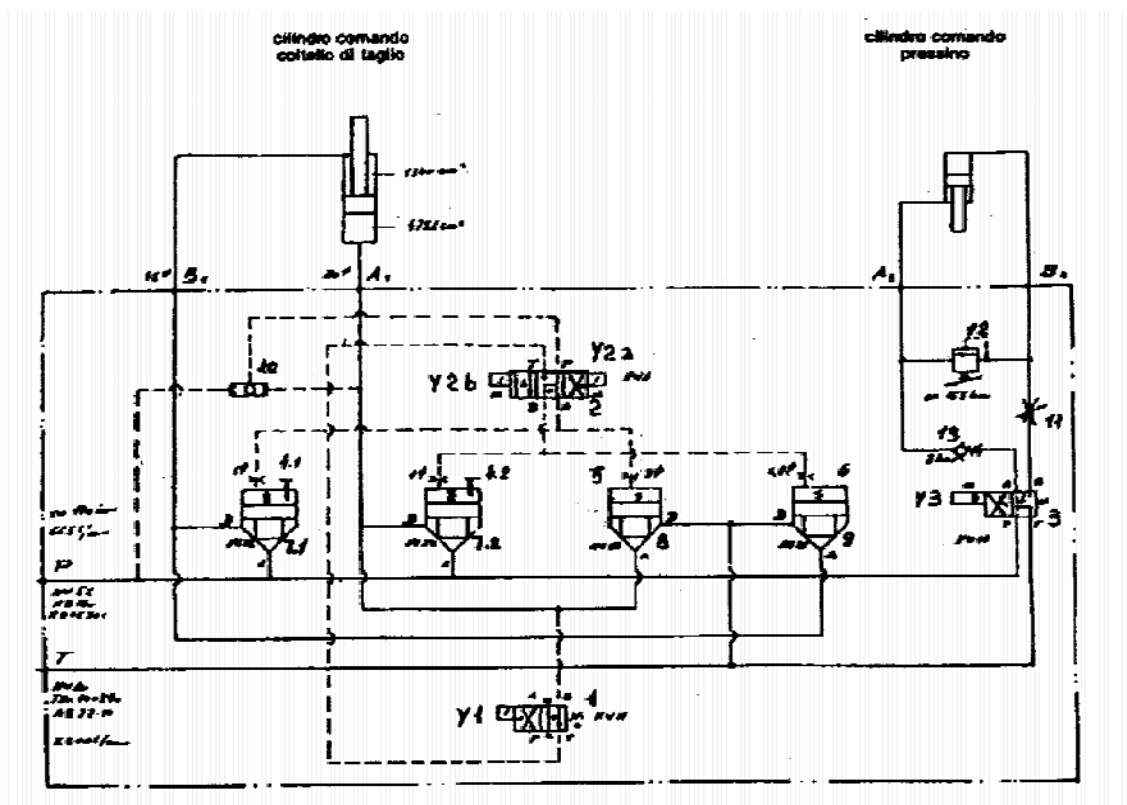


Fig. 34.19

23.11.1.1 Funzionamento della cesoia (Fig. 34.19)

1) Predisposizione a tagliare

In questa condizione tutti i coni valvola degli elementi logici 7.1-7.2-8-9 vengono tenuti chiusi, mediante l'alimentazione di pressione della linea P, attraverso l'elettrovalvola 2 in condizioni di riposo (solenoidi Y2a e Y2b diseccitati). Così gli attacchi A1 e B1 dei cilindri di taglio restano bloccati. Per evitare movimenti incontrollati dei cilindri di taglio e conseguente pericolosità, tutto il gruppo porta coltello inferiore è tenuto abbassato collegando l'attacco A1 a scarico tramite l'elettrovalvola 1 con solenoide Y1 diseccitato.

2) Operazioni di taglio

Viene eccitato il solenoide Y1 dell'elettrovalvola 1 e si chiude la messa a scarico dell'attacco A1. Si eccita inoltre il solenoide Y2b dell'elettrovalvola 2, collegando così la pressione di pilotaggio agli elementi logici 7.1 ed 8, che continuano a restare chiusi, e mettendo invece a scarico, dal lato coperchio, i coni valvola degli elementi logici 7.2 e 9, determinandone così l'apertura. Attraverso l'elemento logico 7.2 l'olio in pressione è collegato all'attacco A1, determinando il sollevamento del coltello inferiore; l'olio che esce dall'attacco B1 va al collettore di scarico T attraverso l'elemento logico 9.

Contemporaneamente alla salita del coltello inferiore, tramite la spinta sulla billetta da tagliare, viene fatto rientrare il pistone del pressino. Essendo diseccitato il solenoide Y3 dell'elettrovalvola 3, l'olio che fuoriesce dall'attacco B2 è costretto a trafilare (a 155 bar) attraverso la valvola di massima pressione 12 ed andare in parte a riempire la camera inferiore dello stesso cilindro (attraverso l'attacco A2) ed in parte tornare al collettore di scarico T attraverso la valvola di ritegno 13 e l'elettrovalvola 3.

3) Ripristino della posizione iniziale

Viene diseccitato il solenoide Y1 dell'elettrovalvola 1, che garantisce in qualunque caso l'abbassamento del coltello inferiore. Si eccita il solenoide Y2a dell'elettrovalvola 2, operando così la chiusura degli elementi logici 7.2 e 9, e l'apertura del 7.1 ed 8. Avviene così il collegamento del collettore in pressione P con l'attacco B1 del cilindro di taglio (determinandone la discesa) e di conseguenza l'attacco A1 viene collegato al collettore di scarico T. Contemporaneamente viene eccitato il solenoide Y3 dell'elettrovalvola 3, determinando l'abbassamento del pressino; la velocità di discesa è controllata dal regolatore di flusso 11. Appena tutti i movimenti sono completati la cesoia è pronta per il taglio.

4) Nota

Per regolare la velocità del coltello di taglio, gli elementi logici 7.1 e 7.2 sono muniti di limitatori regolabili della corsa di apertura dei coni valvola. La pressione di pilotaggio per il mantenimento nella condizione di chiusura degli elementi logici, può essere prelevata, tramite la valvola di commutazione 10, ed in relazione al valore più elevato di pressione esistente, sia dall'attacco al collettore P che dal collegamento all'attacco A1 dei cilindri di taglio.

23.11.2 COMANDO OLEODINAMICO PER RIBALTAMENTO FORNO DI COLATA

I forni fusori per acciaieria solitamente vengono ribaltati, per lo spillaggio dell'acciaio, tramite una coppia di cilindri oleodinamici a semplice effetto. Essendo i cilindri oscillanti, devono necessariamente essere collegati con tubi flessibili che, posti in zona soggetta a caduta di scorie incandescenti, possono venire danneggiati. Ciò può causare un imprevisto e rapido ritorno del forno, mentre è in atto lo spillaggio, con gravi pericoli per l'incolumità delle persone. Vari sono i sistemi escogitati per prevenire tale inconveniente, però diversi creano dei problemi per le notevoli perdite di carico che introducono nel circuito. Viene in tale modo rallentato il ritorno per gravità del forno, durante il normale ciclo di lavoro. Per migliorare le condizioni di funzionamento, mantenendo elevato il grado di sicurezza, è stato ideato il circuito rappresentato nella Fig. 34.20. Il sistema utilizza due gruppi (A), applicati direttamente ai cilindri di ribaltamento, costituiti da elementi logici che, quando vengono pilotati per mezzo dell'elettrovalvola (C), aprono una grande luce di passaggio. L'apertura, in caso

d'emergenza, può essere comandata anche manualmente, aprendo il rubinetto (E). Per accelerare il ritorno del forno, quando si deve interrompere rapidamente lo spillaggio, il gruppo (B), con elemento logico pilotato da un'elettrovalvola, consente di by-passare il deflusso dell'olio dallo scarico normale, attraverso i distributori (F). I distributori di comando (F) sono due in serie, in quanto sono necessarie due postazioni di comando: una per le operazioni di scorifica e l'altra per lo spillaggio dell'acciaio.

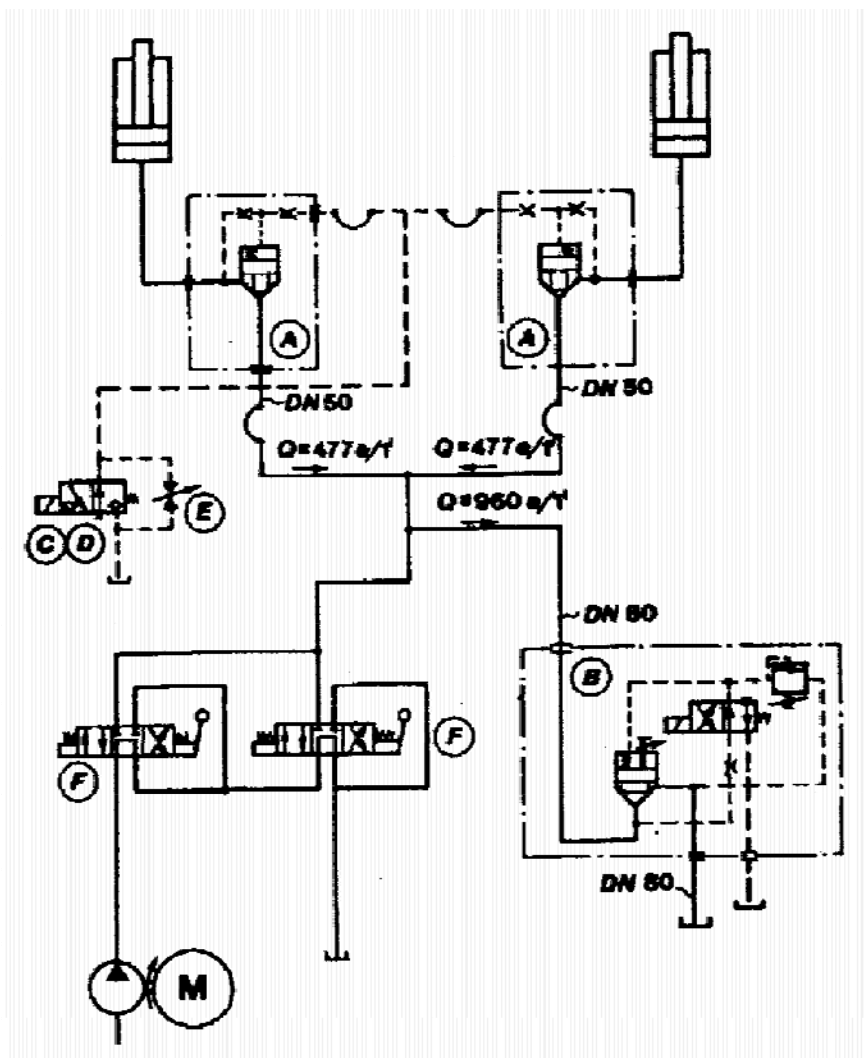


Fig. 34.20

1 SCELTA DEL TIPO PIU'CONVENIENTE DI CENTRALINA OLEODINAMICA

Per lo studio e la progettazione, in modo semplice, ma funzionale e con sufficiente approssimazione per le normali applicazioni industriali, di una centralina oleodinamica idonea alla realizzazione di un determinato comando, deve essere seguito un procedimento secondo l'ordine delle operazioni sottoelencate:

- impostare lo schema funzionale;
- prestabilire la pressione massima d'esercizio;
- dimensionare gli attuatori (diametro dello stantuffo, diametro dello stelo e corsa del pistone nel caso dei cilindri; potenza, coppia e numero di giri per i motori rotativi);
- determinare la portata della pompa o generatore;
- determinare la potenza del motore di comando;
- determinare il diametro delle tubazioni di mandata e di ritorno;
- dimensionare l'eventuale scambiatore di calore necessario nel caso in cui non tutta l'energia disponibile sia trasformata in lavoro utile, e in pratica nel caso in cui una parte della portata sia scaricata al serbatoio sotto pressione;
- dimensionare il serbatoio di contenimento dell'olio, la valvola di sicurezza e stabilire il tipo dei filtri da usare.

1.1 SCHEMA FUNZIONALE

Quando sorge l'idea di realizzare un determinato comando con sistema oleodinamico è necessario innanzi tutto, prima ancora di stabilire delle dimensioni, tracciare lo schema funzionale della centralina che si prevede di utilizzare. Gli impianti oleodinamici, per le normali applicazioni industriali e per le macchine semoventi, possono essere distinti in due diversi sistemi principali:

- impianti con distributori a centro aperto;
- impianti con distributori a centro chiuso;

la cui scelta dipende dal funzionamento degli attuatori, perciò può essere più conveniente l'uno o l'altro sistema, al fine di ottenere il massimo sfruttamento della potenza installata nella centralina con il minimo spreco d'energia trasformata in calore; confronteremo perciò le caratteristiche funzionali dei tipi maggiormente utilizzati.

1.1.1 IMPIANTI CON DISTRIBUTORI A CENTRO APERTO

- 1) Quando si ha da comandare un singolo attuatore che, dopo avere ultimato il previsto spostamento, non richiede di restare sotto pressione, è molto conveniente servirsi di un distributore a centro aperto che rende possibile la realizzazione di una centralina molto semplice (Fig. 35.1), nella quale la pompa può essere lasciata costantemente in moto senza che avvenga una trasformazione d'energia in calore, durante gli intervalli tra gli azionamenti, perché tutta la portata è inviata al serbatoio in pratica a pressione nulla, se i distributori sono del tipo manuale, oppure elettrovalvole a comando diretto, mentre se sono elettrovalvole con servocomando pilotato (Fig. 35.2) occorre inserire, sulla tubazione di ritorno, una valvola di ritegno **VR** che produca una contropressione di $3 \div 4$ bar indispensabile per il comando pilota.

Un'installazione del tipo descritto può essere vantaggiosamente adottata su attrezzature mobili, potendosi evitare l'installazione di uno scambiatore di calore per il quale non sarebbe possibile l'allacciamento alle tubazioni dell'acqua. Anche quando gli attuatori serviti dalla centralina oleodinamica sono più di uno, si possono usare dei distributori a centro aperto (Fig. 35.2); però con la limitazione di non potere effettuare più di una manovra alla volta, poiché, azionando uno qualsiasi dei distributori, è interrotta l'alimentazione dell'olio in pressione ai successivi. Si possono tuttavia effettuare delle manovre contemporanee usufruendo dell'olio inviato a scarico perciò, alla forza resistente sul primo attuatore, devono essere sommate quelle dei successivi azionati contemporaneamente; inoltre la velocità di spostamento di ciascun attuatore resta vincolata alla portata scaricata dal precedente.

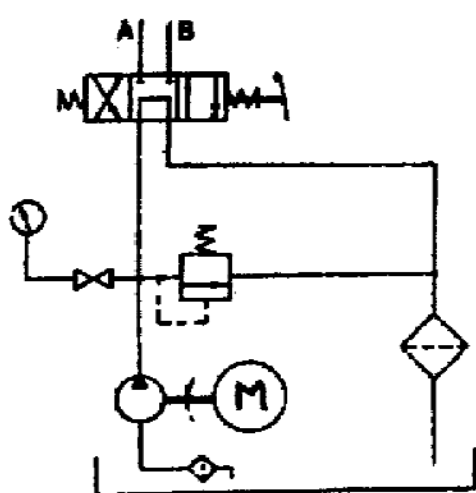


Fig. 35.1

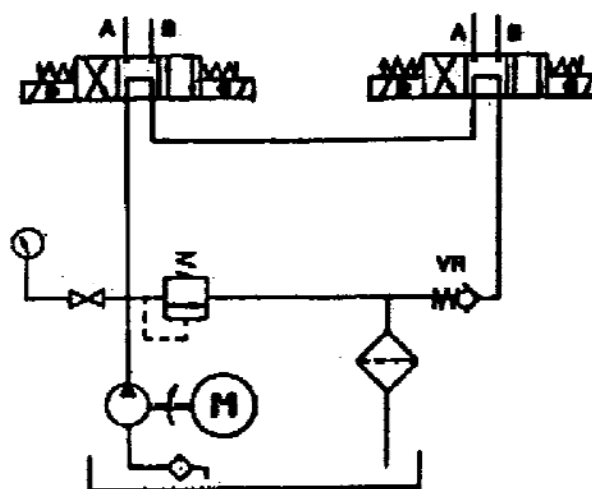


Fig. 35.2

- 2) Per comandare contemporaneamente più di un attuatore, senza limitazioni di portata e di forza sviluppata, pur adottando un circuito a centro aperto, occorre utilizzare degli speciali distributori (Fig. 35.3) che normalmente sono con comando manuale e il cui uso è molto diffuso per gli azionamenti delle macchine per movimento terra.

E' una soluzione che non presenta alcuna limitazione d'uso e si basa sull'impiego di distributori a 6 bocche. Questi distributori presentano, oltre alle quattro bocche normali due bocche destinate alla circolazione senza pressione dell'olio uscente dalla pompa. Queste bocche sono tutte collegate in serie tra loro, in modo che quando tutti i distributori sono nella posizione centrale, la portata della pompa passi direttamente a scarico. E' sufficiente che uno sia spostato perché tale passaggio sia

interrotto e l'organo controllato da tale distributore sia azionato. I vari utilizzatori possono essere azionati contemporaneamente. L'impiego in multiplo deve prevedere la possibilità che gli utilizzatori interagiscano e questo è particolarmente vero in caso di ricoprimento negativo, che è il più frequente per la dolcezza nei comandi che ne deriva. Perciò sovente, per evitare riflussi da cilindri caricati con carichi gravitazionali ed elastici, si mette avanti alle bocche p d'ogni distributore una valvola di ritegno.

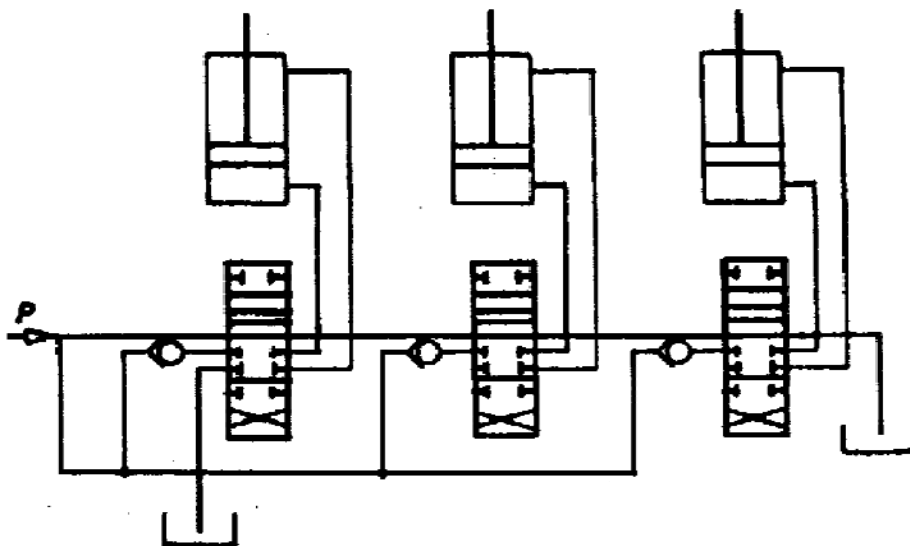
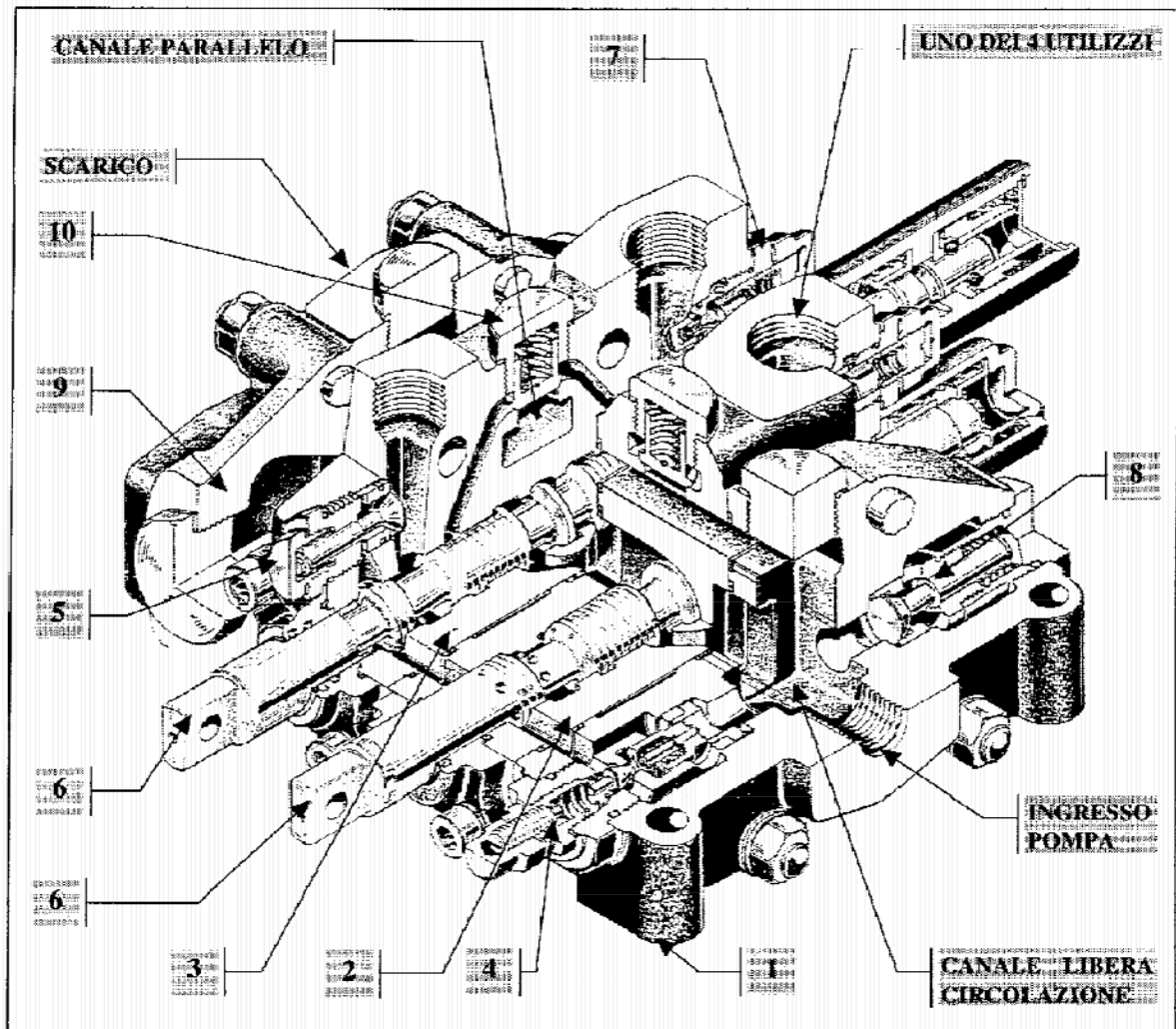


Fig. 35.3

I distributori sono montati uno contro l'altro, serrati a pacco da tiranti, senza tubazioni, e la linea di scarico a riposo risulta assai diretta, con ridottissima perdita di carico. (Fig. 35.4, 35.5, 35.6) Per sopperire ai turbamenti che si hanno per effetto dell'azionamento contemporaneo di più cilindri sono stati studiati i collegamenti in cascata e in serie.



1. Collettore d'entrata con attacco pompa, valvola di massima pressione e valvola anticavitazione
2. Elemento di distribuzione, con spola, comando della spola e valvole ausiliarie (antiurto, anticavitazione)
3. Elemento di distribuzione
4. Valvola di massima pressione generale
5. Valvola (ausiliaria) anticavitazione
6. Spola di distribuzione
7. Valvola (ausiliaria) antiurto
8. Valvola (ausiliaria) anticavitazione generale
9. Collettore d'uscita
10. Valvola di ritegno su P (ingresso spola)

Fig. 35.4 Sezione di distributore a comando manuale

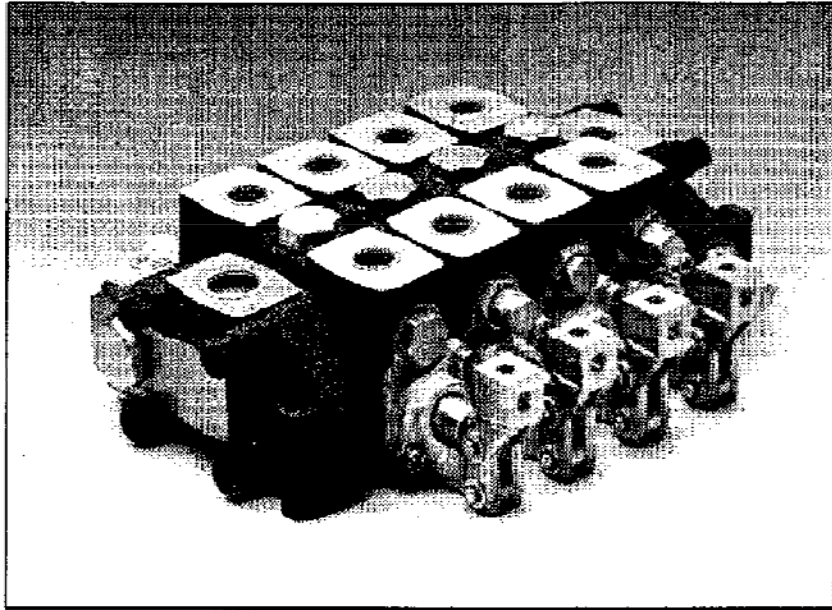


Fig. 35.5 Distributore a comando manuale componibile

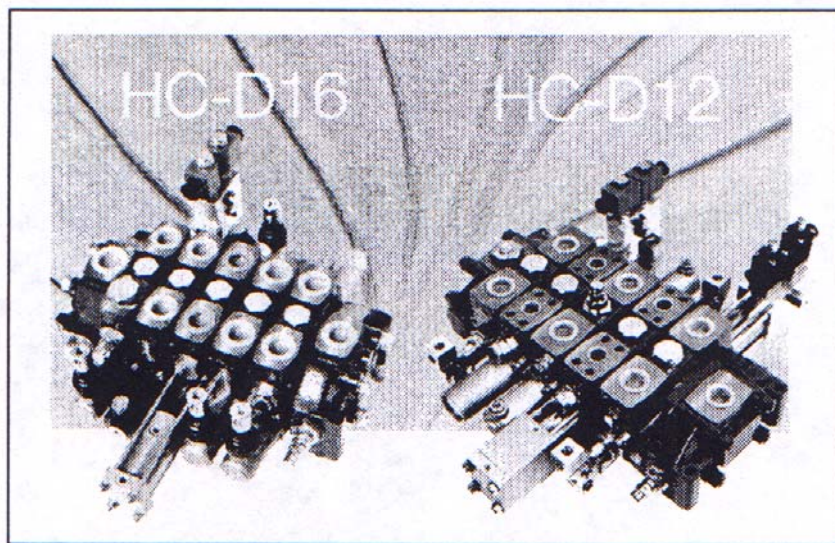


Fig. 35.6 Distributori componibili con varie opzioni di comando

1.1.1.1 Collegamento in cascata (Fig. 35.7)

Si effettua mediante distributori a 6 bocche, che, in posizione centrale come nel caso precedente, danno luogo ad una linea diretta dalla pompa al serbatoio. Differisce dal precedente perché l'olio per gli utilizzatori è attinto a tale linea anziché ad un'altra linea parallela come nel caso precedente.

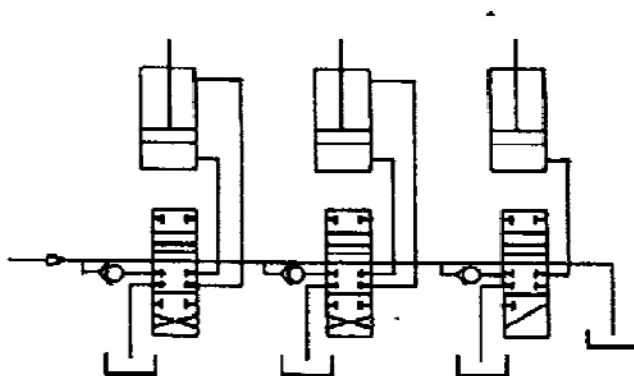


Fig. 35.7

Così facendo un solo utilizzatore per volta può essere azionato, infatti, solo il distributore più a monte può essere raggiunto dall'olio in pressione: tutti gli altri possono semplicemente sbloccare gli utilizzatori corrispondenti. Però, quando previsti per azionare cilindri a semplice effetto, i distributori permettono il transito dell'olio in pressione oltre che nella posizione centrale anche nella posizione che comanda il rientro, il quale, avvenendo per effetto di forze esterne, non richiede consumo d'olio.

1.1.1.2 Collegamento in serie (Fig. 35.8)

Questo collegamento è particolarmente interessante perché è l'unico che possa realizzare il sincronismo. E' eseguito con distributori a sei bocche che in posizione centrale formano una linea diretta dalla pompa al serbatoio, ciascuno si alimenta da tale linea. Differiscono dal collegamento precedente perché lo scarico d'ogni distributori è collegato con la linea sopraccitata immediatamente a valle del distributore stesso. I diversi tipi d'impianti precedentemente illustrati, muniti di distributori a centro aperto, presentano delle limitazioni nelle utilizzazioni perciò in un gran numero delle applicazioni industriali è indispensabile usare dei distributori a centro chiuso oppure a due sole posizioni.

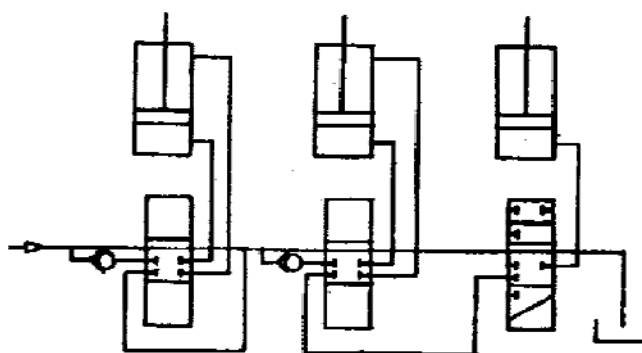


Fig. 35.8

1.1.2 IMPIANTI CON DISTRIBUTORI A CENTRO CHIUSO

- 3) Il tipo di centralina più semplice, ma non di funzionamento più razionale, rappresentata in figura 35.9 è costituito da una pompa volumetrica a portata fissa (come pure quelle dei sistemi a centro aperto precedentemente illustrati) la quale, durante gli intervalli tra una manovra e l'altra, scarica

necessariamente tutta la portata al serbatoio attraverso la valvola di sicurezza, aperta dalla pressione al valore d'esercizio, perciò tutta la potenza sarà trasformata in calore con conseguente diminuzione del rendimento e necessità di installare uno scambiatore di calore, per mantenere la temperatura dell'olio nei limiti consentiti per il buon funzionamento.

- 4) Nella centralina di Fig. 35.10 essendo usata una pompa doppia è ridotto il valore della potenza trasformata in calore durante gli intervalli tra gli azionamenti, poiché tutta la portata della pompa più grande P_1 è scaricata al serbatoio senza pressione, essendo la valvola di scarico VS_1 , pilotata dalla pressione di valore più elevato erogata dalla pompa piccola P_2 ; perciò soltanto una minima parte della potenza installata è trasformata in calore.

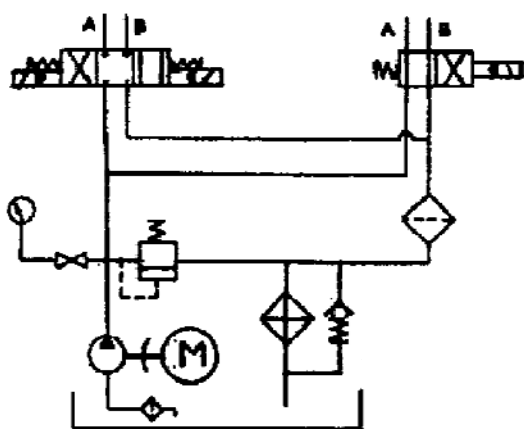


Fig. 35.9

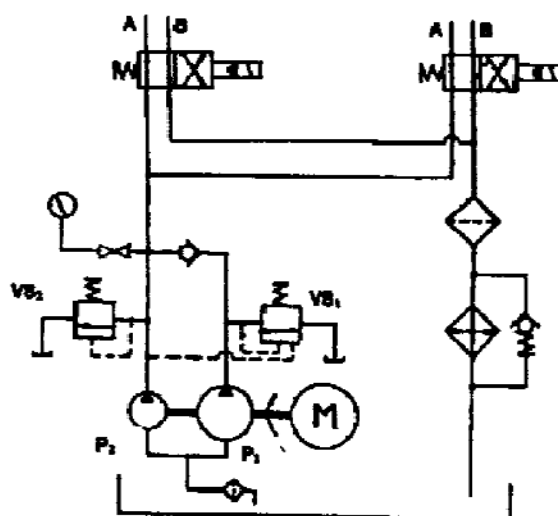


Fig. 35.10

- 5) Nella realizzazione di un impianto con numerosi attuatori da comandare contemporaneamente, o in fasi successive in sequenza, dovranno usarsi necessariamente dei distributori a centro chiuso oppure a due posizioni e a comando elettromagnetico per questo è possibile collegare, in parallelo all'eccitazione delle elettrovalvole principali, l'eccitazione dell'elettrovalvola pilota **EP** (Fig. 35.11) la quale, comandando la chiusura della valvola di scarico, consente la messa in pressione dell'impianto solamente per il tempo d'effettuazione degli spostamenti degli attuatori, mentre tutta la portata sarà inviata a scarico senza pressione durante le fasi di sosta.

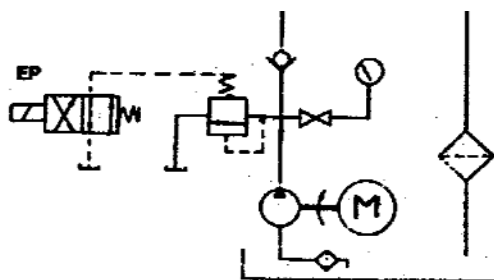


Fig. 35.11

Un inconveniente di quest'ultimo sistema è la scarsa prontezza all'inizio dello spostamento degli attuatori, dovuta al tempo che intercorre tra l'eccitazione dell'elettrovalvola pilota e la chiusura della valvola di scarico, il qual è notevolmente influenzato anche dalle variazioni di temperatura e quindi dalla viscosità dell'olio; ciò può provocare delle variazioni nella messa in fase dei movimenti nelle macchine a ciclo automatico, in particolare durante il periodo occorrente affinché l'olio raggiunga la temperatura di regime dopo ogni arresto dell'impianto. A questa soluzione tipica per la messa a scarico di una pompa possiamo accostare alcune varianti che vengono qua di seguito illustrate: messa a scarico diretta di tutta la portata, messa a scarico con regolazione della pressione a distanza, possibilità di avere due valori di pressione massima e messa a scarico di un circuito con due pompe.

6) Circuito "messa a scarico" (Fig. 35.12).

Permette di inviare in serbatoio tutta la portata della pompa durante i periodi d'arresto dell'utilizzazione. Rispetto al circuito "venting" della Fig. 35.8, richiede un'elettrovalvola (E) dimensionata per una portata nominale pari a quella della pompa, inoltre la valvola (E) causa una continua caduta di pressione sulla linea di mandata.

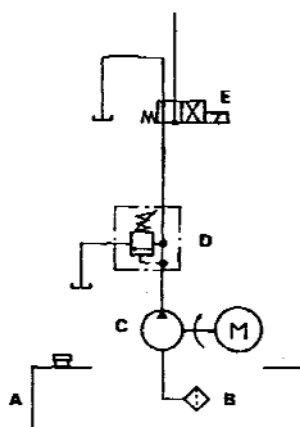


Fig. 35.12

7) Circuito "regolazione pressione a distanza" (Fig. 35.13)

Collegando l'attacco "vent" di una valvola di sicurezza doppio stadio (D), con una semplice stadio (F) posta sul quadro di comando, è possibile regolare a distanza il valore di taratura della pressione in circuito, purché la (D) sia stata preventivamente tarata ad un valore superiore a quello d'esercizio. Con diseccitato il solenoide dell'elettrovalvola (E), si ottiene la messa a scarico della pompa tramite la valvola di sicurezza (D). Da notare come il manometro (H) può venir isolato dal circuito mediante il rubinetto (G). Spesso, invece del rubinetto intercettore, per smorzare i colpi di pressione può essere usata una serpentina.

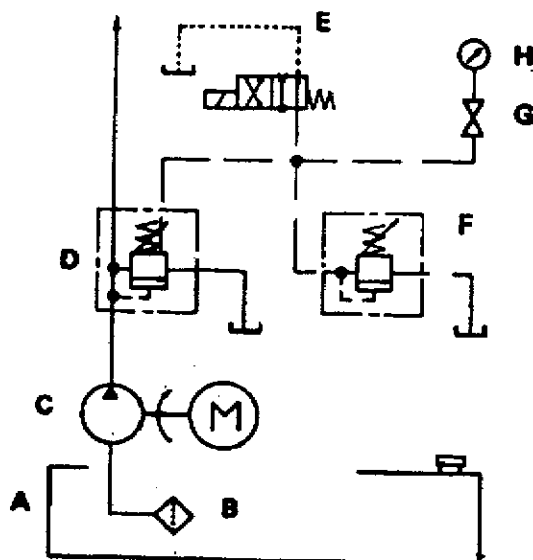


Fig. 35.13

8) Circuito "a due pressioni" (Fig. 35.14)

Sfrutta il principio di funzionamento già visto per il circuito della Fig. 35.13. E' adatto per le applicazioni in cui si richiedono due differenti pressioni per la corsa d'andata e di ritorno. Eccitando il solenoide "a" dell'elettrovalvola (F), il pistone esce e su di esso agisce una pressione corrispondente alla taratura della valvola di sicurezza a due stadi (D). Infatti, la valvola di sicurezza a semplice stadio (E), tarata ad un valore inferiore, è in condizione d'equilibrio idrostatico. Eccitando il solenoide "b", la corsa del pistone s'inverte ed in circuito regna la pressione corrispondente alla taratura d'E, poiché si ripetono le condizioni già viste per il circuito della Fig. 35.13. Notare che la (E) deve essere tale da poter sopportare la pressione del circuito al suo attacco di scarico.

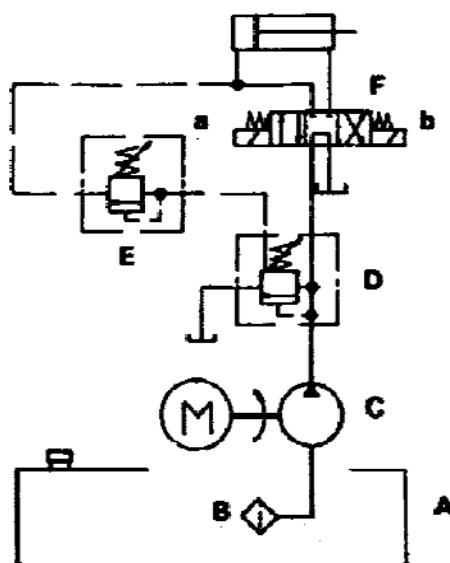


Fig. 35.14

9) Circuito "con due pompe" (Fig. 35.15)

Adatto per applicazioni in cui si richiedono due diverse velocità dell'attuatore (veloce e lenta). Se il distributore (K) è in posizione centrale solenoidi "a" e "b" diseccitati le due pompe sono a scarico (vedi circuito nella Fig. 35.11). Eccitando il solenoide "b", le due valvole (F) e (G) risultano tarate allo stesso valore di pressione (il minore dei due); eccitando il solenoide "a", la valvola (F) è in venting e la pompa (E) eroga in circuito al valore di taratura della (G). La valvola di ritegno (H) garantisce che la portata erogata da (E) non vada a scarico attraverso (F) quando quest'ultima è in venting.

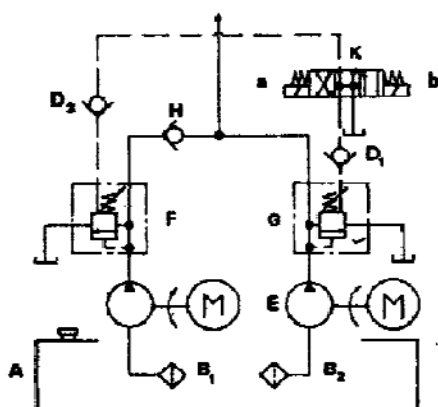


Fig. 35.15

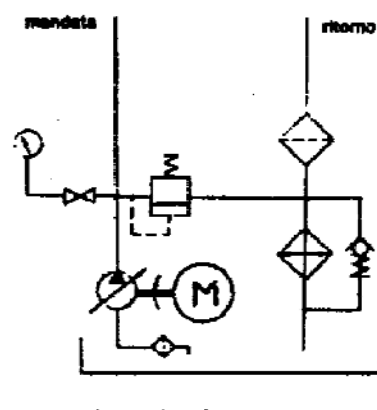


Fig. 35.16

10) Un altro tipo di centralina in cui la potenza persa in calore è ancora minore del tipo precedente si ottiene utilizzando una pompa a portata variabile (Fig. 35.16), con la quale la portata erogata si riduce automaticamente all'aumentare della pressione richiesta finché arrivando, con gli attuatori fermi, ad avere nell'impianto la massima pressione corrispondente al valore di taratura della pompa, la portata erogata sarà praticamente soltanto pari alle perdite per trafilamento nelle apparecchiature; perciò anche la potenza assorbita sarà relativamente piccola, ma sarà quasi sempre necessario installare ugualmente uno scambiatore di calore.

11) Un tipo di centralina oleodinamica più conveniente di quell'illustrata precedentemente si ottiene utilizzando un accumulatore oleopneumatico (Fig. 35.17) il quale oltre a costituire una riserva d'energia, disponibile istantaneamente per il comando degli attuatori (e conseguentemente permette di utilizzare una pompa che eroghi una portata inferiore a quella massima richiesta), consente il completo sfruttamento della potenza installata perché, durante gli intervalli tra gli azionamenti, la pompa ricarica l'accumulatore. Al raggiungimento della pressione di esercizio nell'impianto, corrispondente alla taratura della valvola di sicurezza e scarico **VS**, si verifica automaticamente l'apertura di quest'ultima valvola per mezzo della pressione pilota, prelevata dall'accumulatore e, mentre la valvola di ritegno **VR** si chiude, tutta la portata è inviata al serbatoio a pressione nulla. Quando la pressione nell'accumulatore, e perciò in tutto l'impianto ad esso collegato, si riduce di oltre il 15% del valore di taratura della valvola di sicurezza e scarico, questa si chiude facendo così lavorare nuovamente la pompa in pressione. Con l'utilizzazione

dell'accumulatore oleopneumatico non si verificano perdite di energia con trasformazione in calore e non è necessario lo scambiatore di calore.

Il presupposto per un conveniente impiego dei sistemi con accumulatore è naturalmente la presenza di tempi morti, che solitamente non mancano nei cicli di lavoro, durante i quali la pompa possa eseguire la ricarica dell'accumulatore.

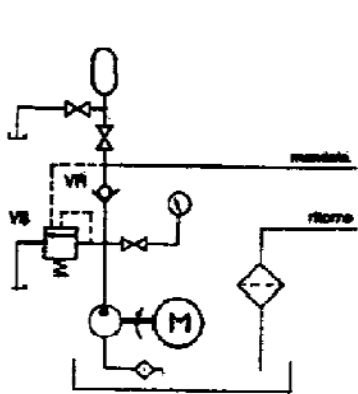


Fig. 35.17

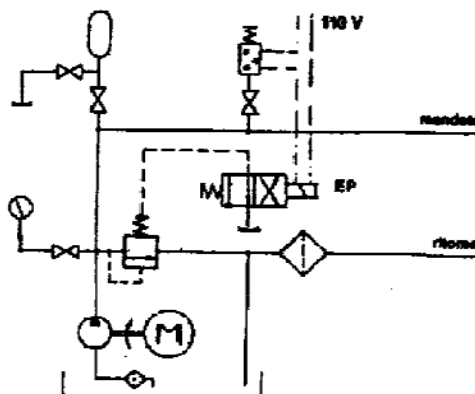


Fig. 35.18

- 12) Nelle centraline di grandi dimensioni, munite di accumulatore oleopneumatico, può anche essere conveniente comandare la messa a scarico della pompa, al raggiungimento della massima pressione nell'accumulatore, a mezzo di pressostato che disecciti l'elettrovalvola pilota **EP** della valvola di scarico (Fig. 35.18); al raggiungimento della minima pressione lo stesso pressostato comanderà nuovamente la chiusura della valvola di scarico eccitando l'elettrovalvola **EP**. Per le centraline, in cui l'accumulatore serve a mantenere in pressione degli attuatori che restano fermi per tanto tempo, non conviene lasciare la pompa in moto, come in tutte le altre centraline esaminate, per cui il pressostato al raggiungimento della massima pressione può comandare l'arresto della pompa e la successiva messa in moto alla minima pressione; in quest'ultimo caso si ha però l'inconveniente della messa in marcia sotto carico, che può nuocere agli organi meccanici della pompa: però non è consigliabile questo sistema, specialmente se è utilizzata una pompa del tipo a palette. L'applicazione degli accumulatori oleopneumatici alle centraline produce evidentemente dei vantaggi; però, verificandosi una variazione di pressione nell'impianto durante la fase di scarica dell'accumulatore, è necessario che questo sia di dimensioni idonee a fornire la portata richiesta e, inoltre, che la pressione, alla fine della fase di scarica, sia ancora di valore superiore al massimo richiesto dagli attuatori; conseguentemente la pressione di esercizio dell'impianto deve essere superiore, a quella massima richiesta degli attuatori, del valore corrispondente alla variazione tra massima e minima nell'accumulatore.

- 13) A conclusione di questa breve rassegna dei tipi più diffusi di centraline oleodinamiche, n'è descritta una (Fig. 35.19) che assommando elementi e caratteristiche di funzionamento di diversi altri tipi (pompa doppia, accumulatori oleopneumatico con valvola di sicurezza e scarico, messa a scarico della pompa con elettrovalvola pilota della valvola di scarico), si può considerare particolarmente vantaggiosa in tutti i casi in cui c'è la necessità di effettuare delle corse di avvicinamento rapido con limitata resistenza opposta agli attuatori e poi un'elevata pressione finale

per brevi periodi intervallati da fasi di riposo. La centralina rappresentata in Fig. 35.19 alimenta dei cilindri premilamiera di una cesoia, per cui tutta la corsa di avvicinamento è effettuata ad elevata velocità usufruendo della quantità di olio sotto pressione disponibile nell'accumulatore oleopneumatico **AC**. Al termine della corsa di avvicinamento dei pistoni, la pressione nell'accumulatore si trova ad un valore molto basso, mentre la resistenza opposta agli stessi pistoni aumenta per cui la pressione in rete, alimentata dalla pompa **P₂**, aumenta e causa la chiusura della valvola di ritegno **VR** isolando l'accumulatore, che nel frattempo è ricaricato per mezzo della pompa **P₁**. Essendo la valvola di sicurezza **VS₁** tarata ad un valore di pressione leggermente più elevato della **VS₂** si ha poi nuovamente l'apertura della valvola di ritegno **VR** e conseguente ricollegamento dell'accumulatore con gli utilizzatori. Durante i brevi intervalli fra una manovra e l'altra si ha l'accumulatore carico alla massima pressione di esercizio, e la stessa pressione comanda l'apertura della valvola di scarico **VS₁** della pompa con maggiore portata **P₁**; la pompa piccola **P₂** scarica tutta la portata attraverso la valvola di sicurezza **VS**, la cui apertura è comandata dall'elettrovalvola EP di pilotaggio, che è eccitata all'inizio del ciclo di lavoro, per la messa in pressione della pompa **P₂**, e diseccitata a ciclo ultimato per evitare un inutile surriscaldamento dell'olio. La valvola di ritegno **VR₃** impedisce che l'olio contenuto nell'accumulatore **AC** si scarichi attraverso la valvola **VS₂** quando n'è comandata l'apertura alla fine della corsa di ritorno dei pressini. Con l'ultimo tipo di centralina illustrata e rappresentata nella Fig. 35.19 si ottengono i vantaggi derivanti dall'applicazione dell'accumulatore:

- rapidità di intervento;
- riserva di energia e quindi riduzione della potenza installata nel motore di comando;
- bassissima perdita di energia con trasformazione in calore; è quindi evitata l'installazione dello scambiatore di calore.

Inoltre si può disporre della massima pressione di esercizio alla fine della fase di scarica dell'accumulatore, la cui capacità utile deve essere prevista per l'effettuazione degli spostamenti di avvicinamento rapido e con limitata resistenza opposta agli attuatori, quindi è possibile ridurre notevolmente la capacità dell'accumulatore a parità di prestazioni, come portata massima e pressione di esercizio, rispetto ai tipi già ottimi rappresentati dagli schemi delle Figg. 35.17 e 35.18.

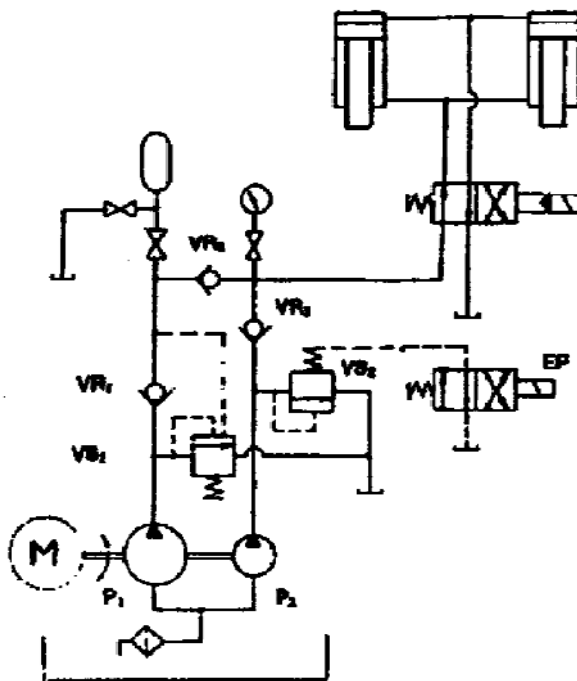


Fig. 35.19

1.2 CIRCUITO RIGENERATIVO

Si tratta di un particolare collegamento dei cilindri che non interferisce con la soluzione costruttiva della centralina (gruppo di potenza) ma ne condiziona il dimensionamento per quanto riguarda il valore della portata massima. Prende il nome di rigenerativo un circuito in cui ambedue le bocche di un cilindro siano collegate alla pressione. In tal caso il pistone si muove per effetto della differenza fra le aree utili, facendo fuoriuscire lo stelo. Poiché la portata in scarico va ad aggiungersi alla portata di mandata la velocità di uscita è assai elevata e pari alla velocità che competerebbe ad un pistone di area corrispondente al solo stelo (Fig. 35.17). Tale connessione è quindi particolarmente interessante per effettuare in breve tempo i posizionamenti a vuoto. Si può anche avere la velocità di uscita uguale alla velocità di rientro: è sufficiente per questo che il rapporto fra le aree utili sulle due facce sia **2: 1**. Infatti solo in tal caso la differenza fra le aree (area dello stelo) **2 - 1 = 1** corrisponde all'area minore (**1**), e le due velocità, a pari portata, risultano uguali, e così pure le spinte. In tal caso inoltre la portata uscente in funzionamento rigenerativo è uguale a quella fornita dalla pompa. Infatti:

A_p = area pistone (cm^2)

A_{st} = area pistone lato stelo (cm^2)

p = pressione d'esercizio (bar)

F = forza sviluppata in rigenerativo (daN)

v = velocità in rigenerativo (m/s)

Q_p = portata pompa (l/min)

K è il rapporto $\frac{A_p}{A_{st}}$

$$\text{Forza } F = \frac{A_p \cdot p}{K}$$

$$\text{Velocità} = 10 \cdot \frac{Q_p \cdot k}{60 \cdot A_p}$$

1.2.1.1 Varianti esecutive

Le possibilità di comando sono quattro: uscita normale, uscita in rigenerativo, rientro, fermo. Poiché un distributore normale ha soltanto 2 o 3 posizioni, soltanto due o tre saranno le possibilità sfruttabili con un solo distributore. Per averle tutte e quattro occorreranno due distributori (Fig. 35.20).

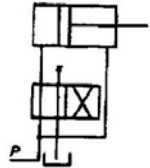
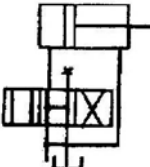
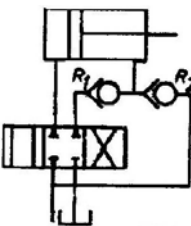
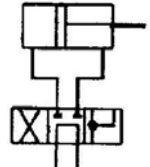
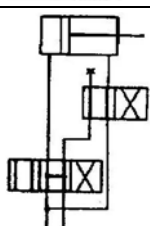
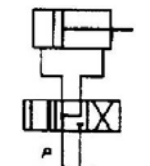
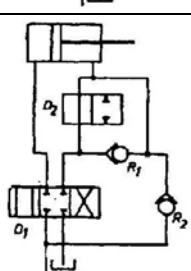
Schema	Funzioni	Note
	Rigenerativi e rientro	Spola comune
	Rigenerativo, aperto e rientro	Spola comune
	Rigenerativo, chiuso e rientro	Spola comune N. 2 valvole di ritegno
	Rigenerativo, tandem e rientro	Spola speciale
	Uscita normale Rigenerativo, aperto e rientro	Spola comune N. 2 distributori
	Uscita normale Rigenerativo e rientro	Spola comune
	Uscita normale Rigenerativo, chiuso e rientro	Spola comune N. 2 distributori con n. 2 valvole di ritegno

Fig. 35.20

1.2.1.2 Passaggio automatico rigenerativo-normale

In alcuni casi si desidera una corsa veloce di avvicinamento e poi un funzionamento normale a tutta forza. Una buona soluzione è di eseguire un collegamento rigenerativo che passi automaticamente a normale quando la piena forza è richiesta. Se osserviamo l'ultimo schema della Fig. 35.20 notiamo che si passa dal circuito rigenerativo al circuito normale quando il distributore **D₂**

apre il proprio passaggio. Noi possiamo ottenere lo stesso effetto usando una valvola di sequenza, comandata dalla pressione sull'altro ramo (Fig. 35.21). Il pistone parte con il circuito rigenerativo. Giunto contro l'ostacolo la pressione s'innalza, la valvola di sequenza scatta, mette a scarico la portata uscente lato stelo e si ha quindi tutta la forza disponibile.

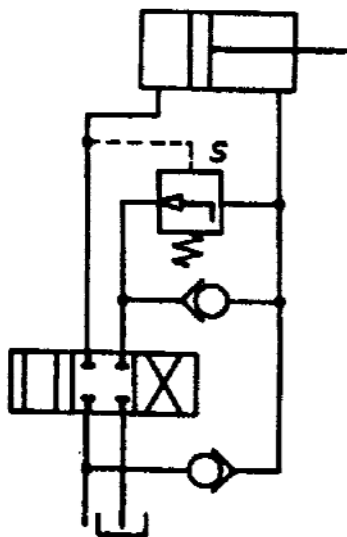


Fig. 35.21

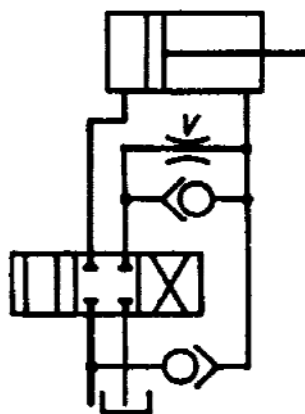


Fig. 35.22

Il circuito può essere semplificato sostituendo la valvola di sequenza S con una semplice strozzatura V (Fig. 35.22). In funzionamento rigenerativo la strozzatura ha scarso effetto. Quando però il pistone si ferma contro l'ostacolo l'olio che fluisce attraverso la strozzatura finisce per scaricare completamente la camera lato stelo e s'instaura quindi lentamente la situazione normale con piena spinta. Qualora la situazione sia diversa e non si possa contare su di un aumento di pressione sarà necessario effettuare lo scambio usando il distributore, secondo gli schemi già presentati. Il comando può essere effettuato sia meccanicamente, con una camma, sia elettricamente, con un fine corsa.

2 CIRCUITI LOAD-SENSING

2.1 PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO

In questi ultimi anni si è fatto un gran dire del sistema LOAD-SENSING, dei suoi principi di funzionamento e delle sue applicazioni. Siamo sicuri che Voi tutti abbiate almeno sentito parlare di questi sistemi se non già sperimentato sulle macchine dei settori per i quali lavorate. Permetteteci in ogni modo di ricordare ancora una volta qui quei principi che sono alla base dell'evoluzione di questo sistema oleodinamico.

Nell'oleodinamica, la trasformazione d'energia meccanica in energia idraulica e la relativa riconversione può avvenire con un circuito composto dal solo generatore di portata (pompa) e dal generatore di pressione (un carico sull'attuatore).

Il circuito idraulico concepito come in Fig. 36.1 è comunque un sistema di difficile controllabilità. La pressione p evidenziata dal manometro sarà in funzione del carico G , la velocità V dell'utilizzo sarà in funzione della portata Q della pompa, la potenza N sarà il prodotto della Q generata dalla pompa e della pressione p generata dal carico.

Nella necessità di rendere più controllabile il sistema, integriamo al circuito precedente una valvola di regolazione. A valle di questa il carico genera la pressione p_L . Per variare la velocità del carico, quindi la Q_L all'utilizzo, si va a creare una resistenza al passaggio della portata Q_p producendo quindi una differenza di pressione sul regolatore ($p = p_P - p_L$). Non potendo in alcuna maniera scaricare delle eccedenze di portata, Q_p tenderà ad assumere il valore infinito, come del resto anche la potenza dispersa P_v , sotto forma di calore.

E' quindi necessario inserire nel circuito (Fig. 36.3) una valvola ulteriore che possa scaricare una portata eccedente Q_B della pompa ad un valore di pressione p che dipenda da una taratura sulla valvola stessa. In questo modo l'energia dispersa nell'unità di tempo è la somma di $Q_B \times p_{max}$ e di $Q_L \times (p_{max} - p_L)$.

A questo punto della costruzione del circuito (Fig. 36.4) inseriamo una pompa che possa variare la propria cilindrata, quindi erogare la portata che la velocità dell'utilizzo chiede ad una pressione costante: non si avrà più la portata eccedente Q_B costretta ad uscire dal circuito alla pressione di taratura della valvola di massima. La potenza dispersa sarà un valore limitato al prodotto della portata all'utilizzo Q_L per la differenza di pressione fra monte e valle del regolatore di portata.

Con questa nuova configurazione del circuito che abbiamo perfezionato in stadi successivi si arriva al principio di funzionamento del sistema load-sensing (Fig. 36.5) il quale altro non è che un sistema a differenza di pressione costante. In funzione della velocità che si desidera all'attuatore si aprirà o si chiuderà il passaggio del regolatore di portata, diminuendo quindi o aumentando le perdite di carico al suo attraversamento.

Il regolatore della pompa è impegnato a mantenere costante un confronto fra la pressione p della pompa e la pressione p_L dell'utilizzo più la forza di una molla che sopperisce alle perdite di carico sul regolatore di portata. Istante per istante il regolatore della pompa farà assumere alla stessa una cilindrata maggiore per aumentare la pressione p , quindi ristabilire una differenza di pressione costante che era stata per così dire penalizzata dall'apertura del regolatore di portata con relativa

diminuzione delle perdite di carico: viceversa chiudendo il regolatore, perché in questo momento si desidera meno portata, aumenta la pressione p quindi anche la p ($p-p_L$).

Nel regolatore della pompa il cursore comprimendo la molla dei 18 bar decrementa la cilindrata della pompa e quindi la portata, tanto da ritrovare di nuovo una pressione p costante. Con questo sistema la potenza dissipata N è solo la portata Q_L moltiplicata per un p di 18 bar.

Se, non volendo più il movimento dell'attuatore, chiudo completamente la valvola di regolazione, la pompa azzererà la sua portata mantenendo comunque una pressione d'attesa di (ad esempio) 18 bar.

Alla presenza di più attuatori il confronto dei segnali di pressione a valle delle valvole di regolazione selezionerà quello al più alto livello di pressione, per il quale la pompa si pressurizzerà. Con un sistema di questo tipo e una compensazione sugli utilizzi, la pompa, nel campo dei suoi limiti volumetrici, erogherà la somma delle portate di cui ogni utilizzo abbisogna.

Nella Fig. 36.6 sul regolatore della pompa è stata inserita una valvola di limitazione della pressione, che alla presenza di un fine corsa dell'attuatore farà azzerare la portata mantenendo comunque il circuito ad un valore di pressione in precedenza tarato.

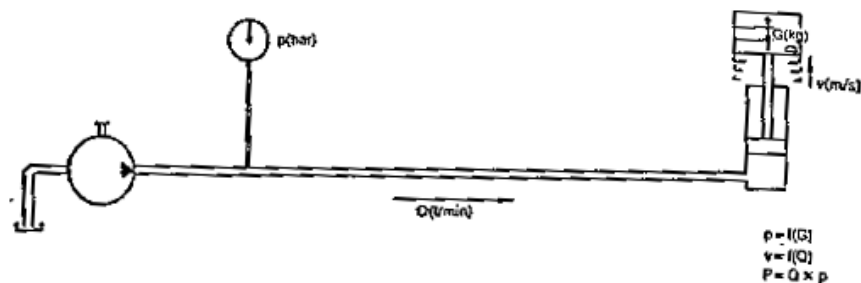


Fig. 36.1 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa fissa

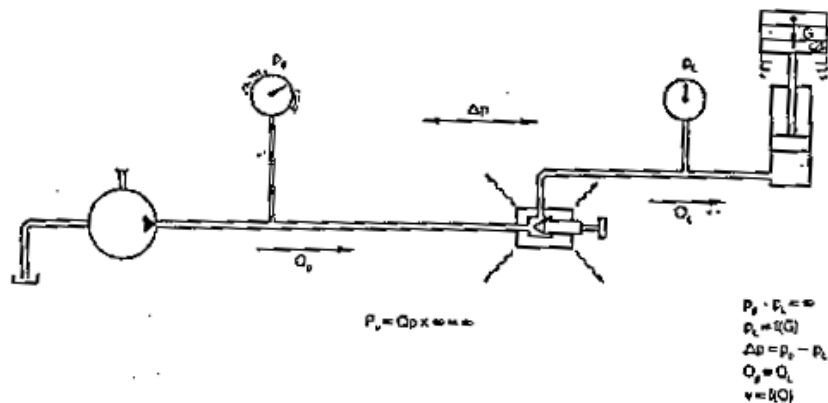


Fig. 36.2 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa fissa

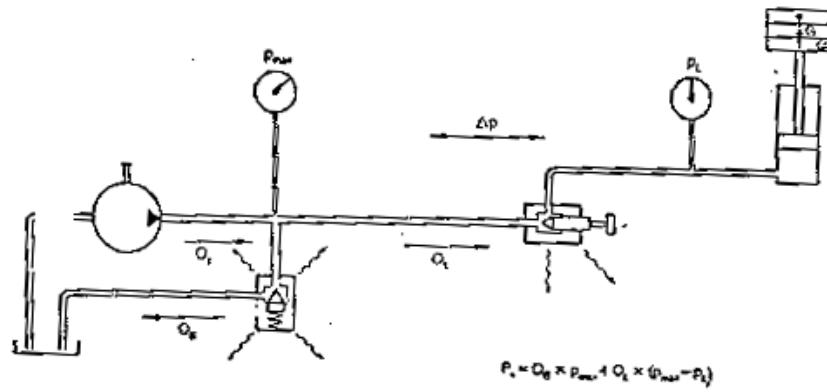


Fig. 36.3 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa fissa

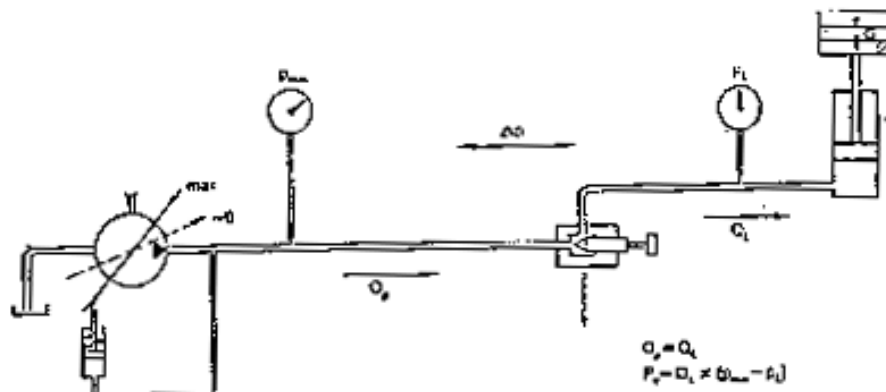


Fig. 36.4 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa variabile

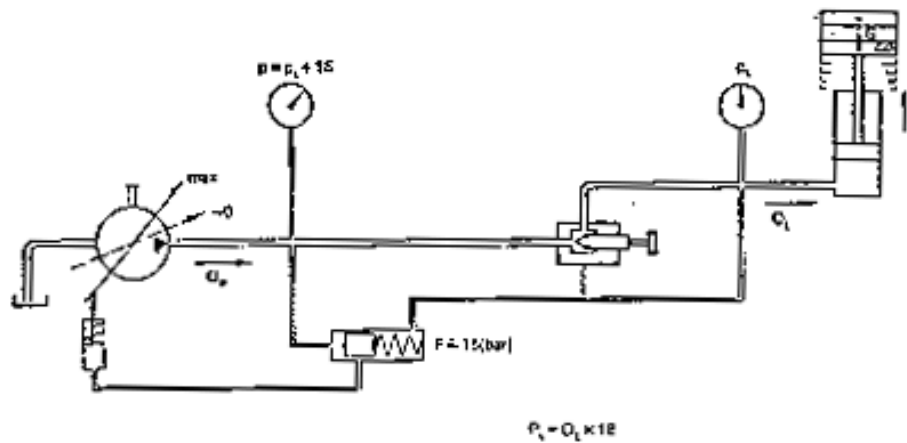


Fig. 36.5 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa variabile

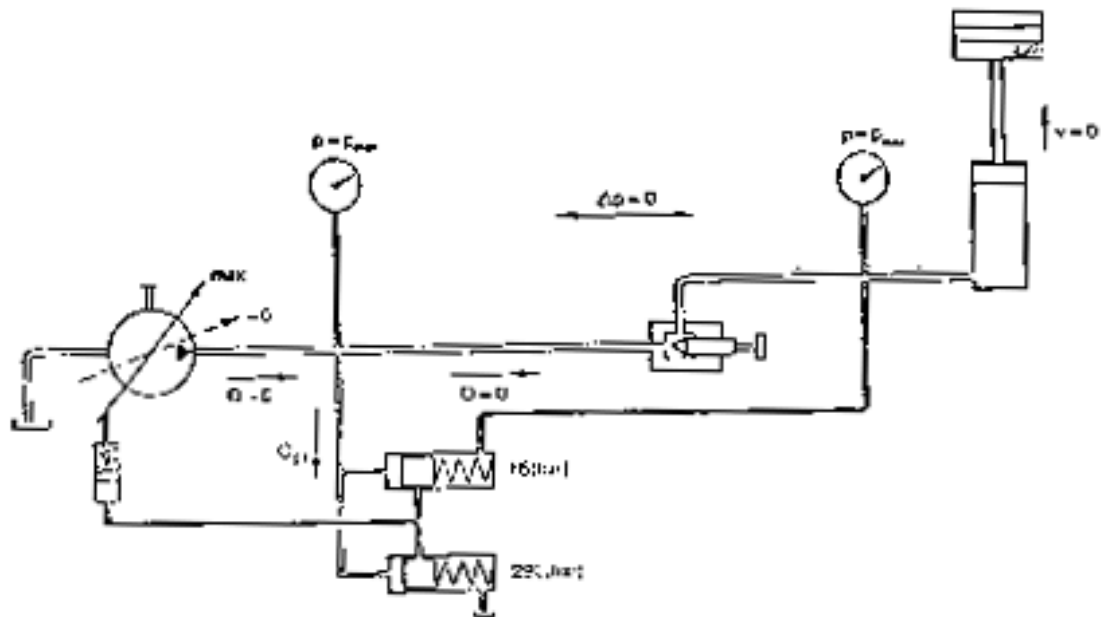


Fig. 36.6 - Schema concettuale di circuito idraulico con pompa variabile

2.2 EVOLUZIONE DEI SISTEMI IDRAULICI VERSO IL SISTEMA LS

La Fig. 36.7 costituisce lo schema base di un impianto a portata costante. Esso comprende sostanzialmente una pompa a cilindrata costante, una valvola limitatrice di pressione, l'utenza e la relativa valvola direzionale.

La pompa a cilindrata fissa eroga, se azionata a velocità costante, una portata costante Q .

Se la velocità dell'utenza deve essere mantenuta sotto il valore massimo raggiungibile, la portata della pompa va parzializzata per strozzamento nella valvola direzionale.

L'aliquota di portata richiesta per ottenere la velocità desiderata dell'utenza è inviata a quest'ultima e corrisponde alla potenza utile P_n .

L'aliquota residua, deviata per strozzamento nella valvola direzionale, ritorna al serbatoio e corrisponde alla potenza perduta P_v (vedere diagramma $p - Q$ di Fig. 36.7).

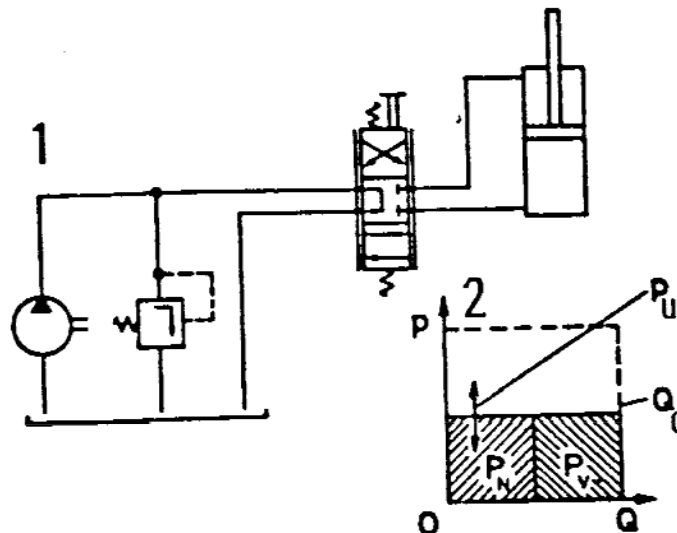


Fig. 36.7 - Impianto a portata costante. 1 = Schema idraulico; 2 = Campo di potenza; Q_c = Portata costante; P_u = pressione in funzione dell'utenza

Poiché la pressione assunta dal sistema in condizione di ricircolazione neutra può essere molto elevata a causa del lungo percorso dell'olio si prospetta la possibilità, per mezzo di una valvola di corto-circuito che abbrevia il percorso del fluido quando la valvola direzionale è al centro, di ridurre la pressione di riciclo. Questo sistema, illustrato in Fig. 36.8, può essere senz'altro conveniente ai fini energetici purché il tempo d'inserimento dell'utenza sia relativamente breve. Durante il controllo fine dell'utenza si ha invece un'elevata perdita di potenza perché l'aliquota di portata non sfruttata si scarica attraverso la valvola limitatrice di pressione

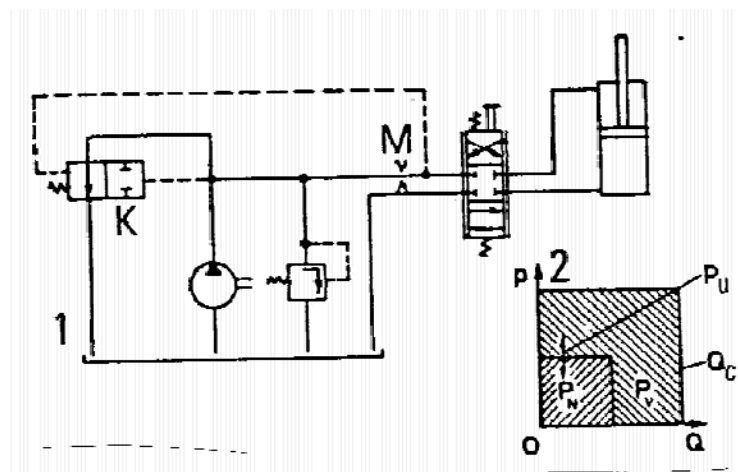


Fig. 36.8 - Impianto a portata costante con riduzione di pressione nella posizione neutra. K = Valvola di corto circuito; M = Diaframma; Q_c = Portata costante; P_u = Pressione in funzione dell'utenza

Se al posto della pompa a cilindrata costante s'installa una pompa a cilindrata variabile è possibile adeguare la portata della pompa all'assorbimento istantaneo dell'utenza. In teoria un impianto di questo tipo, rappresentato in Fig. 36.9, costituisce una soluzione ottimale.

Si osserva che in queste condizioni la valvola direzionale potrebbe benissimo disporre di due sole posizioni, dato che ogni qualvolta l'utenza deve essere fermata basta annullare la cilindrata della

pompa. Con questo circuito anche alla presenza di fabbisogni variabili dell'utenza si può realizzare a meno dei rendimenti un esercizio privo di perdite.

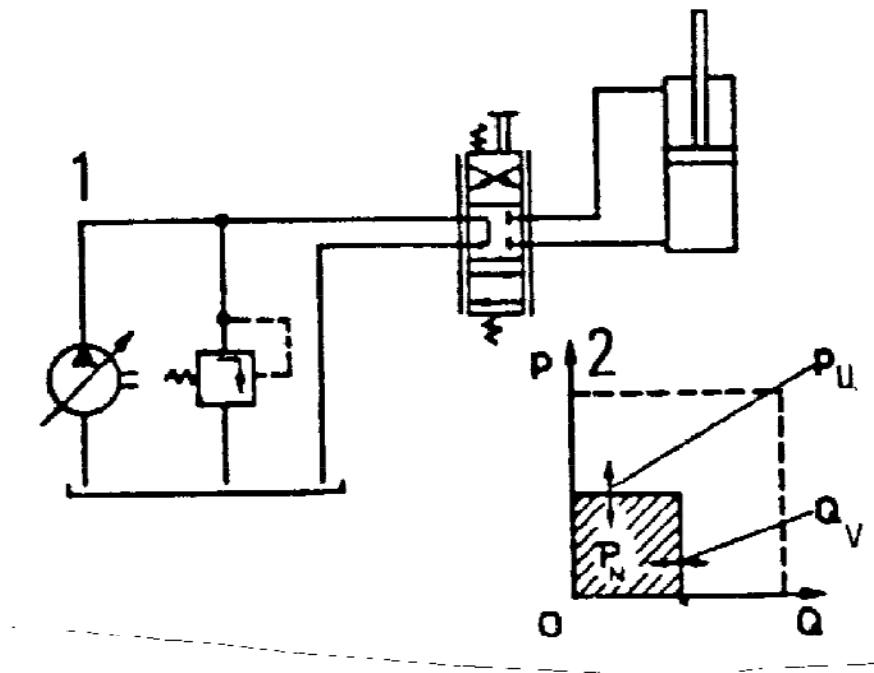


Fig. 36.9 - Impianto con pompa a cilindrata variabile e ricircolazione in posizione centrale. Q_v = Portata variabile ideale senza valvola direzionale; p_u = Pressione in funzione dell'utenza

In molte applicazioni non si può accollare al motore la potenza massima della pompa e allora occorre operare una limitazione della potenza idraulica. A questo scopo sono stati sviluppati vari sistemi di regolazione del carico limite sul motore, che peraltro in questa sede non interessa approfondire.

Il principio di un controllo idraulico di potenza è rappresentato schematicamente in Fig. 36.10. La pressione del sistema agendo in contrasto con il pacco di molle del regolatore provoca una variazione di portata tale da mantenere pressoché costante la potenza idraulica erogata, supponendo costante la velocità d'azionamento da parte del motore primo.

Il diagramma caratteristico di questa soluzione è simile a quello di un impianto a flusso costante, nel quale la potenza sia presente come limitazione aggiuntiva determinata dal motore d'azionamento. Nella zona del controllo fine la portata si parzializza in funzione della pressione richiesta dall'utenza. Quando tutte le valvole sono in posizione neutra la pompa eroga la portata massima.

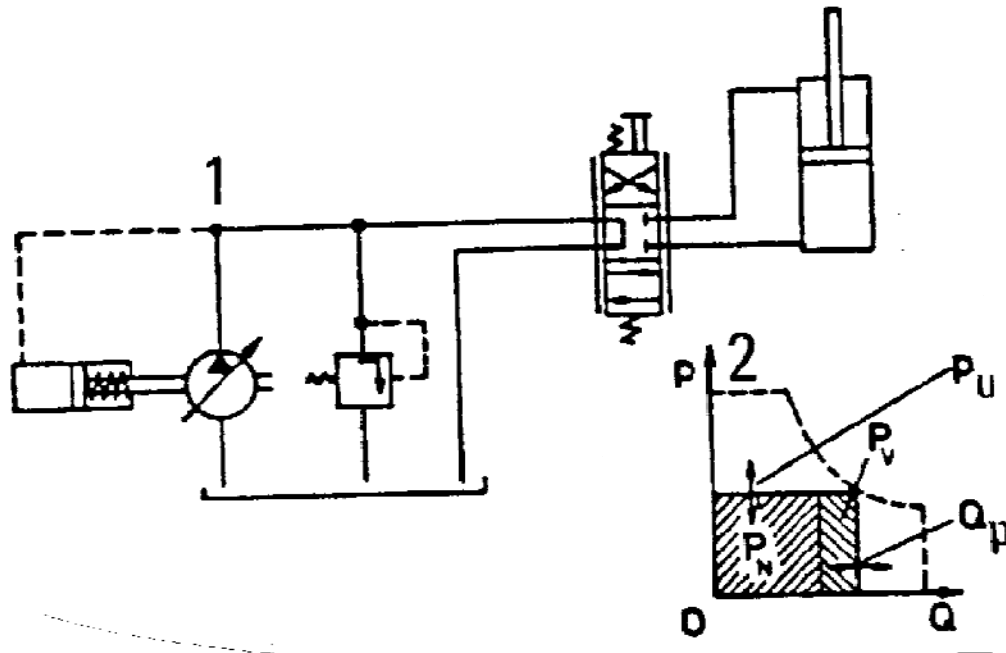


Fig. 36.10 - Impianto con pompa a cilindrata variabile con regolazione di potenza. Q_p = Portata in funzione della pressione; P_u = Pressione in funzione dell'utenza

Un impianto a pressione costante del tipo schematicamente rappresentato in Fig. 36.11 possiede una pompa variabile a pilotaggio di pressione che adegua costantemente la portata all'assorbimento dell'utenza in modo da mantenere pressoché costante la pressione del sistema anche se varia la velocità di rotazione. Con valvola direzionale in posizione neutra la pompa eroga solo la portata d'olio richiesta per compensare i trafilamenti (regolazione ad annullamento di cilindrata) ma in quella condizione la pressione è massima.

Nel campo del controllo fine dell'utenza la differenza tra pressione dell'utenza e pressione della pompa si perde nella valvola direzionale. Se si vuole che la portata resti costante anche al variare della velocità di rotazione il risultato è ottenibile con un impianto munito di pompa a cilindrata variabile regolata dalla pressione differenziale come rappresentato in Fig. 36.12.

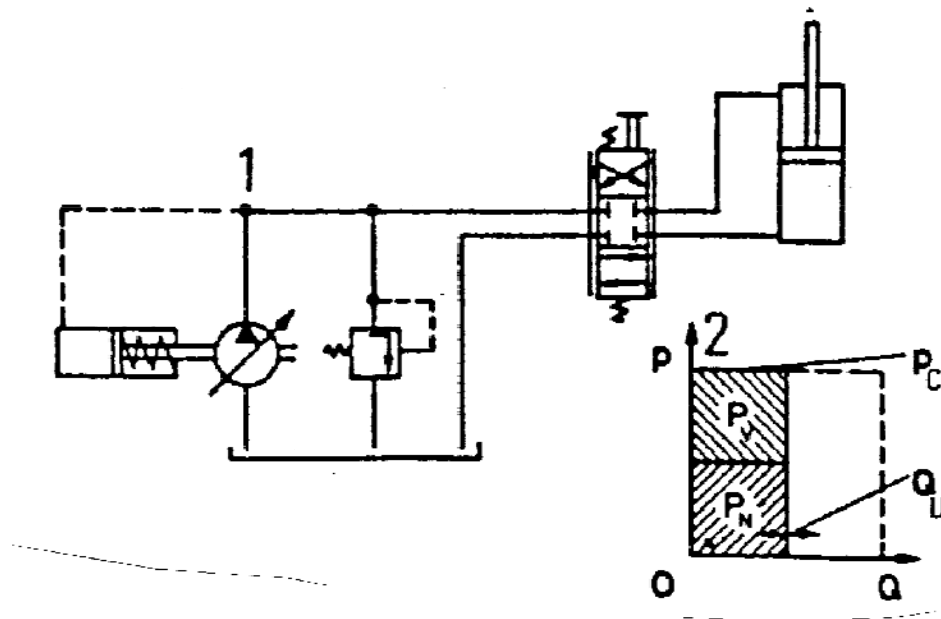


Fig. 36.11 - Impianto a pressione costante. Q_u = Portata in funzione dell'utenza; P_c = Pressione costante

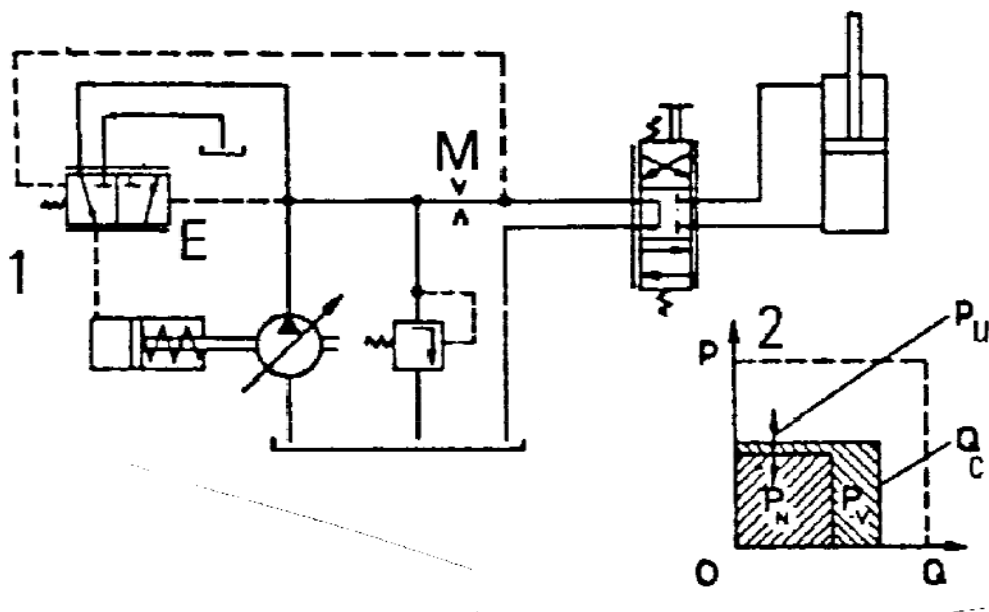


Fig. 36.12 - Impianto con pompa variabile e regolazione a pressione differenziale. E = Valvola compensatrice pressione-portata. M = Diaframma; Q_c = Portata costante e indipendente dalla velocità di rotazione; P_u = Pressione in funzione dell'utenza

La pompa invia l'intera portata alla valvola direzionale attraverso un diaframma di misura, in cui il salto di pressione regola l'inclinazione della pompa. Il diagramma di potenza è simile a quello di un impianto a flusso costante di portata ridotta, con l'aggiunta di una caduta della pressione di pilotaggio in corrispondenza del diaframma che è costante in tutte le condizioni di esercizio.

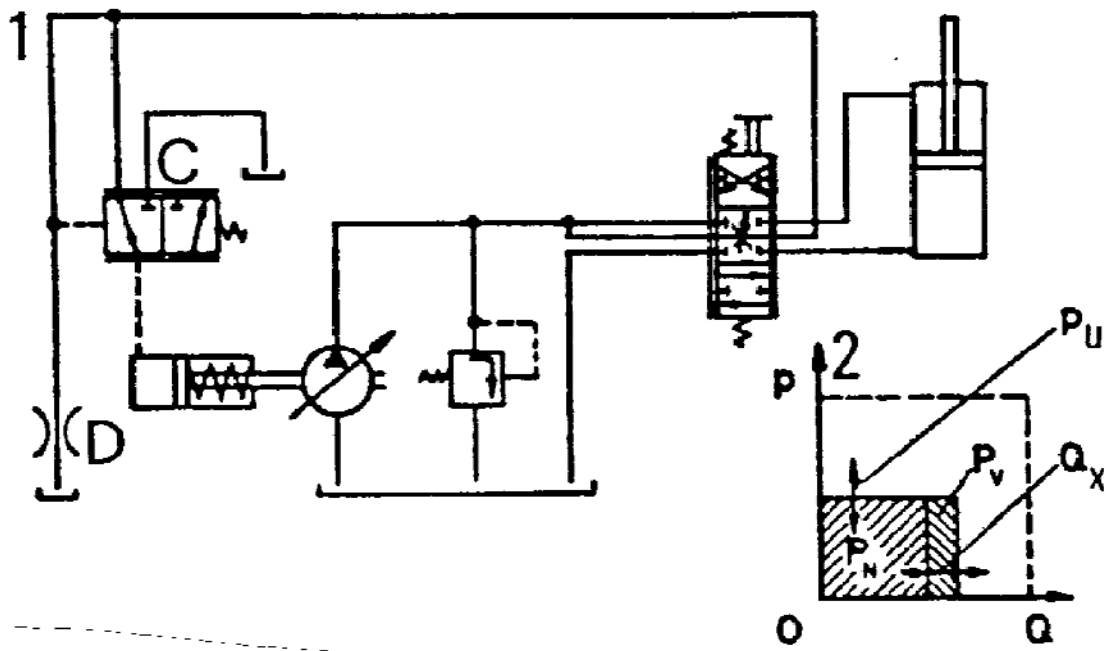


Fig. 36.13 - Impianto con pompa a cilindrata variabile con riduzione della portata di riciclo, nella posizione neutra. C = Valvola di commutazione; D = Strozzamento; P_u = Pressione in funzione dell'utenza; Q_x = Portata variabile nel campo di controllo fine in funzione della pressione e dell'assorbimento dell'utenza

La Fig. 36.13 illustra schematicamente il sistema usato per ridurre la portata con valvole direzionali in posizione neutra. In questa situazione la pompa invia al serbatoio una piccola portata d'olio che attraversa prima la valvola direzionale e poi uno strozzamento separato. La sezione variabile di strozzamento all'interno della valvola direzionale pilota la portata della pompa. Durante le fasi di controllo fine dell'utenza il flusso di pilotaggio decresce con l'aumentare della corsa del cursore, cala perciò la pressione che agisce sulle molle della valvola di commutazione e il regolatore incrementa l'inclinazione della pompa.

Quando la valvola direzionale è completamente decentrata il sistema opera come un impianto a portata costante ed in esso non circola più alcun flusso di pilotaggio. Trattandosi di pilotaggio a strozzamento, sia il salto di pressione di pilotaggio sia il flusso di pilotaggio sono variabili dipendenti dalla pressione di carico. La potenza perduta nella fase di controllo fine del carico è relativamente piccola e pur crescendo con l'aumentare della pressione di carico si riduce man mano che l'apertura della valvola aumenta.

Questa dipendenza della portata di utenza dalla pressione dovuta al carico non esiste negli impianti LS, che perciò sono chiamati anche comandi indipendenti dal carico, sebbene in effetti tale denominazione sia scorretta dato che la pressione della pompa dipende dalla pressione dovuta al carico e più precisamente è la somma della pressione di carico e della pressione differenziale di pilotaggio.

Lo schema base di un impianto LS con pompa a cilindrata costante è riportato in Fig. 36.14.

La già citata pressione differenziale di pilotaggio che si crea nella valvola direzionale agisce su una valvola compensatrice pressione-portata, la quale scarica al serbatoio la portata non richiesta dall'utenza durante le fasi di controllo fine. Rispetto agli impianti dotati di semplice riduzione della

pressione di riciclo in posizione neutra, in questo caso la potenza perduta con valvola direzionale centrata è altrettanto modesta.

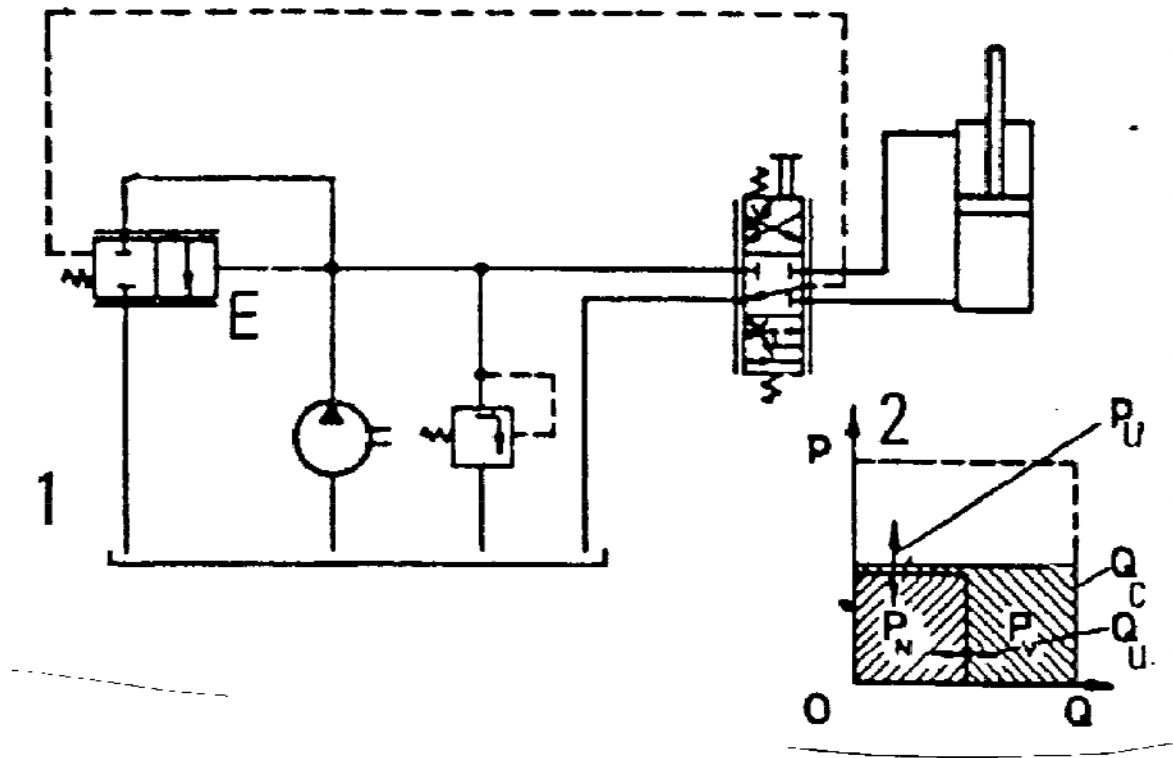


Fig. 36.14 - Impianto LS con pompa a cilindrata costante. E = Valvola compensatrice portata-pressione.; Q_c = Portata costante; Q_u = Portata in funzione dell'utenza; P_u = Pressione in funzione dell'utenza

La migliore approssimazione teorica della soluzione ideale già ricordata (Fig. 36.9) è costituita da un impianto LS con pompa a cilindrata variabile come in Fig. 36.15.

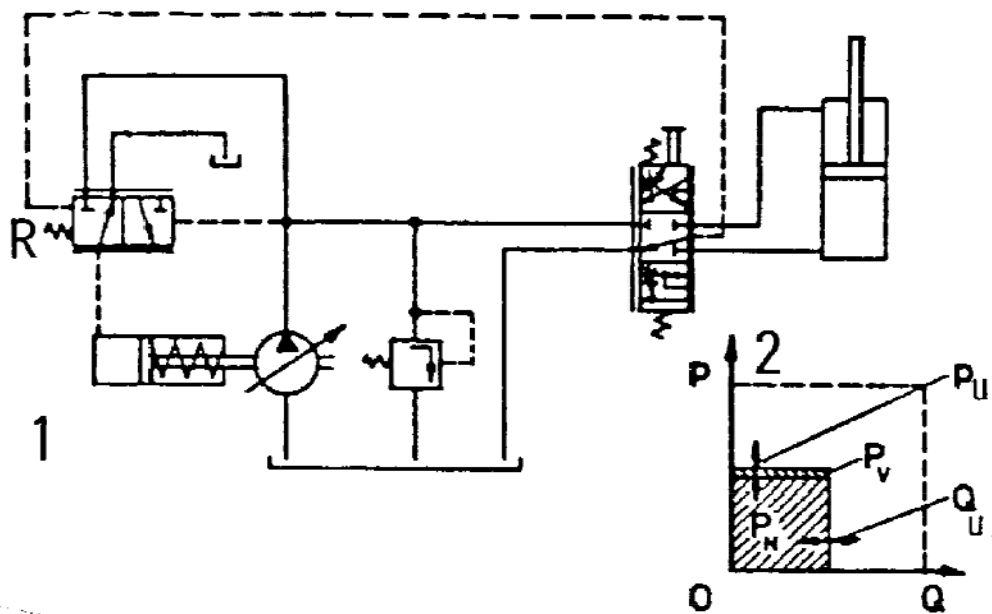


Fig. 36.15 - Impianto LS con pompa a cilindrata variabile. R = Regolatore portata-pressione. Q_u = Portata in funzione dell'assorbimento; P_u = Pressione in funzione dell'utenza

L'impianto comprende una pompa variabile controllata da una valvola compensatrice pressione-portata in modo da mantenere costante la caduta della pressione differenziale di pilotaggio sugli strozzamenti nella valvola direzionale. Se la valvola è ulteriormente aperta la portata della pompa deve aumentare per ripristinare la stessa caduta di pressione sugli strozzamenti allargati.

Questa caduta di pressione è indipendente dall'entità della pressione statica e quindi dal carico. E' così possibile, agendo sulla posizione del cursore della valvola direzionale, influenzare direttamente i parametri idraulici adattandoli al carico. Per questa ragione alcuni produttori usano l'espressione "adattamento al carico" che riteniamo comunque inadeguata dato che un adattamento al carico è già ottenibile con un semplice circuito a portata costante. Per ottenere l'adattamento descritto occorre invece mettere in conto una caduta di pressione e delle perdite molto ridotte, come risulta evidente anche dal diagramma di potenza di Fig. 36.15.

Va comunque considerato che le pompe variabili posizionate a bassi valori dell'inclinazione offrono un cattivo rendimento e che quindi una parte del risparmio legata alla scelta di questo sistema potrebbe essere vanificata dal maggiore assorbimento di potenza derivante dall'aumentata perdita della pompa.

3 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO OLEODINAMICO

3.1 PRESSIONE MASSIMA D'ESERCIZIO

Il valore della pressione massima d'esercizio dell'impianto oleodinamico che deve essere progettato è il primo elemento da stabilire, sulla base del quale si potrà proseguire nel dimensionamento della centralina. Uno dei fattori più importanti da considerare per la scelta del valore della pressione di esercizio è costituito dalla limitazione o meno nel peso delle attrezzature comandate, per questo, alti valori di pressione saranno necessariamente da usare quando è richiesto un peso e un ingombro minimi mentre sarà preferibile ridurre il valore della pressione massima quando non vi siano le limitazioni sopra esposte e inoltre gli attuatori siano sottoposti a sollecitazioni meccaniche esterne per cui devono essere costruiti con dimensioni relativamente grandi e perciò robusti (industria siderurgica). Nel caso d'azionamenti in cui non sia agevole determinare l'esatto valore delle forze da vincere, occorre dimensionare gli attuatori, dal punto di vista idraulico, in base ad una pressione non molto elevata, ma nella costruzione della centralina prevedere delle apparecchiature che consentano almeno un aumento del 50% della pressione massima. Passando ora alle indicazioni numeriche dei valori della pressione d'esercizio è necessario considerare che essa dipende dal tipo di pompa scelta o eventualmente disponibile, oppure più facilmente reperibile in commercio, per questo una suddivisione indicativa può essere la seguente:

- pompe ad ingranaggi: pressione massima 150 bar;
- pompe a palette: pressione massima 100 bar;
- pompe a palette bilanciate: pressione massima 210 bar;
- pompe a pistoncini assiali: pressione massima 400 bar;
- pompe a pistoncini radiali: pressione massima 400 bar ed eccezionalmente sino a 700 bar.

Ora è possibile notare la gran varietà di scelta, anche se in pratica nella maggior parte delle applicazioni raramente sono superati valori di pressione compresi tra 70 e 140 bar, a causa anche del maggior costo delle pompe a pistoncini. Tuttavia la tendenza moderna è orientata verso valori di pressione sempre più elevati e i risultati d'alcuni studi indicano valori della "pressione ottimale" di 300 bar.

3.2 DIMENSIONAMENTO DEGLI ATTUATORI

Nella maggior parte delle applicazioni gli attuatori sono cilindri oleodinamici a doppio effetto, ma vengono anche frequentemente usati i motori rotativi che possono essere del tipo a palette oppure a pistoncini assiali o radiali

3.2.1 DETERMINAZIONE DEI CILINDRI OLEODINAMICI

Occorre innanzi tutto conoscere o determinare la forza resistente F_R che lo stantuffo deve vincere per effettuare lo spostamento previsto che determina il valore della corsa c (Fig. 37.1).

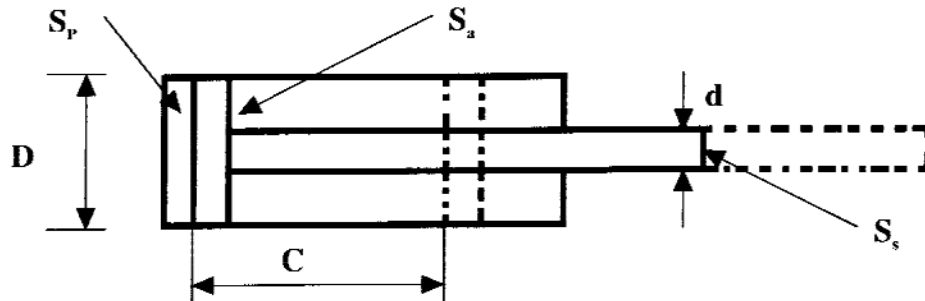


Fig. 37.1

Avendo precedentemente stabilito il valore della pressione d'esercizio P , con la (2) qui di seguito riportata si può determinare il diametro che deve avere lo stantuffo del cilindro; esso dovrà tuttavia essere maggiorato del 20 ÷ 30% per non avere una forza di spinta con un insufficiente margine, rispetto a quella resistente, e ottenere un moto uniforme dello stantuffo anche a carichi variabili, per compensare le forze d'accelerazione e per uguagliare le perdite per attrito nel cilindro. Inoltre conviene attenersi alle dimensioni commerciali che più si avvicinano al valore determinato e che possono trovarsi nella tab.12, dove sono anche riportati i valori delle forze sviluppate, sia in spinta sia in tiro, per diversi valori del diametro dello stelo e della pressione d'esercizio. Considerando che normalmente un cilindro oleodinamico effettua il lavoro utile durante la sua corsa di spinta, mentre nella corsa di tiro riporta solo nella posizione iniziale l'attrezzatura comandata, possiamo tralasciare il calcolo riferentesi alla sezione anulare che, a parte la differenza nei valori della sezione e della forza sviluppata, è identico a quello per la sezione dello stantuffo; inoltre per la determinazione della portata della pompa interessa il volume maggiore d'olio assorbito dal cilindro nell'effettuare la propria corsa.

Siano:

F_R = la forza resistente (daN)

P = la pressione d'esercizio della centralina (daN/cm²)

D = il diametro del pistone (mm)

d = il diametro dello stelo (mm)

c = la corsa del pistone (mm)

S = la sezione del pistone (cm²)

S = la sezione anulare (cm²)

S = la sezione dello stelo (cm²)

avremo pertanto:

$$S = \frac{F_R}{P} \text{ (cm}^2\text{)} \quad (1)$$

e conseguentemente:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot 100 S_p} \cong 11 \sqrt{S_p} \text{ (mm)} \quad (2)$$

Nella scelta delle caratteristiche del cilindro oleodinamico occorre inoltre tenere presente il diametro d dello stelo che deve essere previsto di valore tale da sopportare abbondantemente il carico di punta cui è sottoposto e la cui rigidità flessionale deve essere tale da prevenire ogni sovraccarico sullo stantuffo e sulle bussole, nei casi d'urti particolarmente gravosi e nei casi di non corretto montaggio sull'attrezzatura comandata. Particolari accorgimenti dovranno inoltre essere adottati nell'esecuzione dell'impianto nel caso sia molto grande il diametro dello stelo (rapporto $D/d < 2$), quindi durante la corsa di ritorno dello stantuffo si verifica una notevole moltiplicazione della portata scaricata dall'attacco lato stantuffo.

3.2.2 DETERMINAZIONE DEI MOTORI OLEODINAMICI ROTANTI

Nei cataloghi dei costruttori d'apparecchiature oleodinamiche è riportata, per i motori rotanti, per ciascun tipo, il valore della potenza utile N al massimo numero di giri consentito n e, sovente, anche il valore della coppia massima, che varia con la pressione d'esercizio e si mantiene quasi costante al variare del numero di giri; per questo è relativamente semplice determinare il tipo di motore adatto allo scopo desiderato.

Siano:

N = la potenza utile (kW);

n = la velocità di rotazione (giri/min);

M_t = il momento torcente (daNm);

si ha:

$$N = \frac{M_t \cdot n}{955} \text{ (kW)} \quad (3)$$

Essendo necessariamente conosciuto o determinabile il momento resistente e fissando il numero di giri di funzionamento (per variare il valore di n è sufficiente inserire dei regolatori di flusso sulle tubazioni d'alimentazione), è facilmente determinabile la potenza richiesta e conseguentemente il tipo di motore da usare.

Diam. nominale cilindro mm.	Attacco gas conico	φ stelo	Area pistone cm'		Rapport o A/A ₁	FORZE SVILUPPATE in daN											
			Area			35 bar			70 bar			105 bar			140 bar		
			Sez. piena A	Sez. anulare A ₁		Sez. stelo	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	
40	1/2"	16	12,56	10,55	2,01	440	370	680	740	536	804	1.110	1.760	1.480			
		25	7,66	4,91	268									1.072			
50	1/2"	25	19,63	14,73	4,91	687	515	1.374	1.030	2.061	1.545	2.748	2.060				
		35	10,01	9,82	350	700	1.050						1.400				
65	1/2"	25	33,18	28,27	4,91	1.160	990	2.320	1.980	3.480	2.970	4.640	3.960				
		35	23,56	23,56	825								3.300				
80	3/4"	45	17,28	15,90	1,92	605			1.210	1.815			2.420				
		35	40,64	34,36	15,90	1.760	1.420	3.520	2.840	5.280	4.260	7.040	5.680				
100	3/4"	45	31,36	15,90	1,46	1.200			2.400	3.600			4.800				
		50	30,83	15,90	1,94	1.070			2.140	3.210			4.290				
125	3/4"	45	78,54	62,64	1,33	2.750	2.180	5.500	4.380	8.250	6.570	11.000	8.760				
		50	58,90	45,36	1,73	2.060			4.120		6.180		8.240				
150	1"	65	122,72	103,08	1,19	4.295	3.610	8.590	7.220	12.885	10.630	17.180	14.440				
		85	89,53	33,18	1,37		3.135		6.270		9.405		12.540				
180	1 1/4"	90	59,10	63,62	1,27	2.070			4.140		6.210		8.280				
		65	182,41	149,23	1,22	6.385	5.225	12.770	10.450	19.155	15.875	25.540	20.900				
200	1 1/2"	90	118,80	63,62	1,53	4.160			8.320		12.480		16.640				
		100	103,87	78,54	1,76	3.635			7.270		10.905		14.540				
200	1 1/2"	75	248,29	204,11	1,22	8.690	7.145	17.380	14.290	26.070	21.435	34.750	28.580				
		100	169,75	78,54	1,46	5.940			11.880		17.820		23.760				
200	1 1/2"	125	125,57	122,72	1,96	4.395			8.790		13.185		17.580				
		90	324,29	260,68	1,24	11.350	9.125	22.700	18.250	34.050	27.375	45.400	36.500				
200	1 1/2"	110	229,28	95,03	1,41	8.025			16.050		24.075		32.100				
		140	170,35	153,94	1,90	5.960			11.920		17.880		23.840				

Tab.12

3.3 METODO GRAFICO PER LA DEFINIZIONE DEI CICLI DI LAVORO

Lo studio progettuale di un sistema ad azionamento oleodinamico inizia dall'esame del ciclo di lavoro che definisce la successione dei movimenti degli attuatori secondo il programma stabilito. Per descrivere un ciclo di lavoro sono utilizzate alcune convenzioni abituali:

- gli attuatori s'indicano con le lettere maiuscole A, B, C,
- il segno + fatto seguire alla lettera indica la corsa d'andata (fuoriuscita dello stelo); ad esempio A+ indica la corsa d'andata del cilindro A;
- il segno - fatto seguire alla lettera indica la corsa di ritorno (rientro dello stelo); ad esempio A- indica la corsa di ritorno del cilindro A;
- Per analogia con i segni, la posizione del cilindro con stelo rientrato si dice negativa, quella con stelo fuoriuscito si dice positiva;
- Considerando il distributore di potenza che comanda un attuttore si dice lato negativo quello relativo alla corsa di ritorno dello stelo, si dice lato positivo quello relativo alla corsa d'andata (Fig. 37.2);
- Il ciclo può essere descritto indicando consecutivamente i movimenti delle varie fasi; ad esempio:

$$A+ B+ C+ A- B- C- \quad (1)$$

- qualora in una fase ci sia il movimento contemporaneo di più attuatori, questo dovrà essere indicato ponendolo necessariamente entro parentesi; ad esempio:

$$A+ B+ C+ A- (B-C-) \quad (2)$$

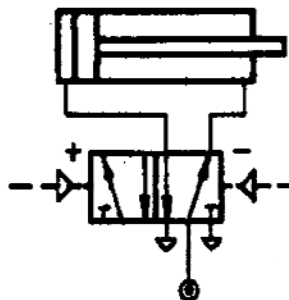


Fig. 37.2 - Convenzione sui distributori di potenza

Si fa notare che ogni fase del ciclo può iniziare solo quando è terminata la fase precedente, per questo ad esempio la corsa d'andata del cilindro **B** nella seconda fase avviene dall'istante in cui **A** è arrivato a fine corsa. Quando si dice corsa contemporanea di due o più cilindri si deve intendere che partono tutti insieme, essendo azionati contemporaneamente a seguito dello stesso evento ma non necessariamente che procedono insieme per tutta la corsa, le velocità e le corse possono anche essere diverse.

3.3.1 DEFINIZIONE DEI SEGNALI DI COMANDO

La successione dei movimenti, ognuno dei quali legato ad un evento precedente, ci permette di definire i segnali di comando del ciclo e di passare ad una sua descrizione in forma tabellare.

Allo scopo:

- I finecorsa relativi ad ogni attuatore si indicano con le lettere minuscole a, b, c, seguite dal pedice 0 o 1 a seconda che si tratti rispettivamente del finecorsa azionato dallo stelo in posizione negativa o di quello azionato dallo stelo in posizione positiva (Fig. 37.3).
- Lo start si indica con la lettera m.

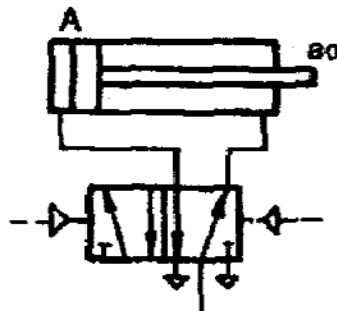


Fig. 37.3 - Convenzione sui finecorsa

Considerando il ciclo (1) osserviamo che:

- Il moto B+ può avvenire solo dopo che A ha ultimato la propria corsa di andata e quindi ha azionato il finecorsa a_1 ; quindi a_1 è il segnale di comando del movimento B+. Ciò si può indicare in una tabella, ponendo a_1 nella colonna della prima fase immediatamente sotto B+:

Fase	1	2	3	4	5	6
Moto	A+	B+	C+	A-	B-	C-
Segnale		a_1				

- Il moto C+ non può avvenire finché B non ha azionato b_1 , pertanto b_1 è il segnale di comando del movimento C+; la tabella diviene:

Fase	1	2	3	4	5	6
Moto	A+	B+	C+	A-	B-	C-
Segnale		a_1	b_1			

Procedendo analogamente arriviamo ad avere la seguente rappresentazione:

Fase	1	2	3	4	5	6	1
Moto	A+	B+	C+	A-	B-	C-	A+
Segnale	c_0	a_1	b_1	c_0	a_1	b_1	c_0

dove si è sottolineato che l'ultimo movimento del ciclo, essendo questo ripetuto con continuità, deve precedere il primo movimento del ciclo successivo. La procedura descritta diventa immediata una volta che si sia scritta la prima riga della tabella (riga dei moti); allo scopo basta seguire il metodo illustrato dalla tabella che segue e che è relativa al ciclo (2).

Fase	1	2	3	4	6
Moto	A+	B+	C+	A-	B-C
Segnale	b ₀ c ₀	a ₁	b ₁	c ₁	a ₀

Il fatto che **b₀** e **c₀** siano posti in colonna con **A+** significa che la fase può avvenire solo quando **b₀** e **c₀** sono entrambi azionati, in altre parole quando il loro prodotto logico **AND** vale **1**. Per completare i due esempi occorre inserire solo il segnale di start ovvero quello che dà il via al ciclo. Esso dovrà porsi in **AND** con i segnali di comando che consentono la prima fase.

Riportiamo di seguito le tabelle complete dei due cicli (1) e (2).

Fase	1	2	3	4	5	6
Moto	A+	B+	C+	A-	B-	C-
Segnale	c ₀	a ₁	b ₁	c ₀	a ₁	b ₀
	m					

Fase	1	2	3	4	6
Moto	A+	B+	C+	A-	B-C
Segnale	b ₀ c ₀ m	a ₁	b ₁	c ₁	a ₀

Dovendo leggere, ad esempio, la prima tabella diremo:

- m e c₀** comandano **A+**;
- a₁** comanda **B+**;
- b₁** comanda **C+**;
- c₁** comanda **A-**;
- a₀** comanda **B-**;
- b₀** comanda **C-**.

Tabella							
Fase	1	2	3	4	5		
Moto	A+	B+	C+	A-	B-C-		
Segnale	b ₀	a ₁	b ₁	c ₁	a ₀		
	c ₀						
	m						
Attuatori	Diagramma delle fasi					Segnali attivi	
	+						(a ₁)
	A						(a ₀)
	-						(b ₁)
	+						(b ₀)
	B						(c ₁)
	-						
	+						(c ₀)
	C						
	-						

Fig. 37.4 - Impostazione dello schema per la costruzione del diagramma delle fasi

3.3.2 STESURA DEL DIAGRAMMA DEI MOVIMENTI

I movimenti del ciclo di lavoro si rappresentano su appositi diagrammi di moto con i quali è possibile sia seguire lo svolgimento delle fasi attraverso cui si sviluppa il ciclo stesso, che procedere all'analisi dei segnali di comando.

Tale rappresentazione grafica si basa sulla tabella del ciclo la cui stesura abbiamo analizzato al paragrafo precedente. Essa si ottiene disegnando i movimenti degli steli dei vari attuatori secondo i criteri descritti nell'esempio seguente relativo al ciclo (2). Per prima cosa si imposta lo schema come illustrato in Fig. 37.4, quindi si passa a rappresentare le corse e le soste degli steli fase per fase. Nella fase 1 avviene la corsa di andata del cilindro **A** mentre **B** e **C** restano fermi nella posizione negativa raggiunta dall'ultimo movimento ad essi relativo. Graficamente ciò si può indicare come mostrato in Fig. 37.5 dove:

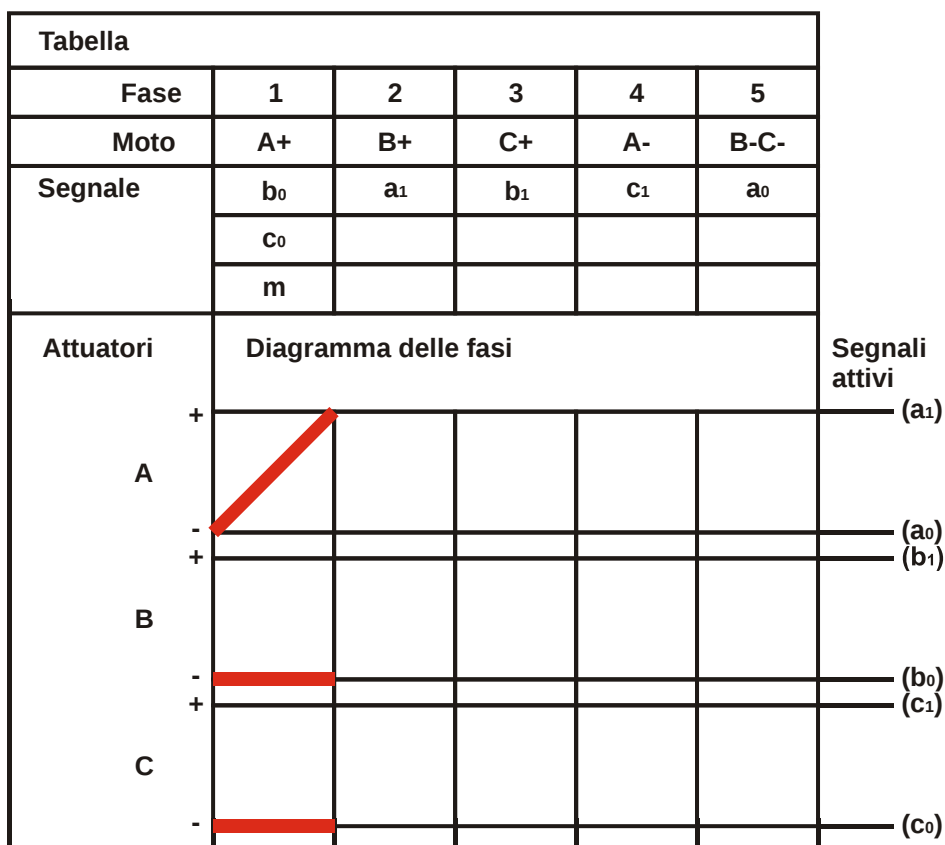


Fig. 37.5 - Rappresentazione della prima fase

Il segmento obliquo marcato rappresenta il passaggio dello stelo di A dalla posizione negativa a quella positiva ovvero la sua corsa di andata.

I due segmenti marcati orizzontali rappresentano le soste degli steli dei cilindri B e C nelle loro posizioni negative.

Nella fase 2 si ha la corsa di andata di B e a sosta di A e di C rispettivamente nella posizione positiva e negativa. Il diagramma diviene quello della Fig. 37.6.

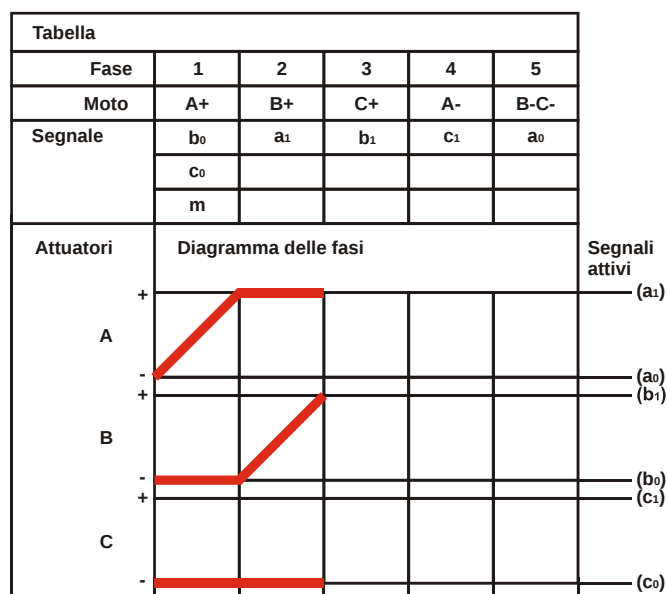
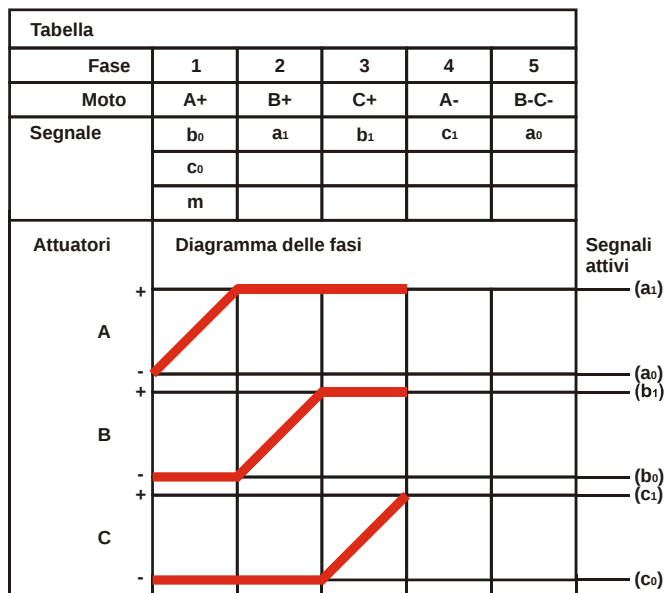
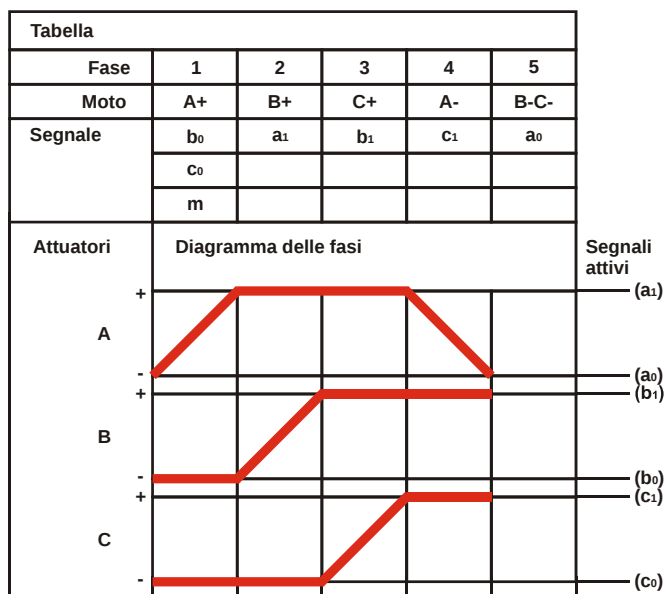


Fig. 37.6 - Rappresentazione della seconda fase

Nella terza fase si ha la corsa di andata di C e la sosta di A e di B nella loro posizione positiva. Il grafico corrispondente è quello della Fig. 37.7.


Fig. 37.7 - Rappresentazione della terza

Nella fase quarta si ha la corsa di ritorno di **A** mentre **B** e **C** sono nella loro posizione positiva. Ciò si traduce graficamente nella Fig. 37.8.


Fig. 37.8 - Rappresentazione della quarta fase

Nell'ultima fase si hanno contemporaneamente le corse di ritorno di **B** e di **C** mentre **A** è fermo nella sua posizione negativa. Il diagramma, a questo punto completo, si presenta come nella Fig. 37.9.

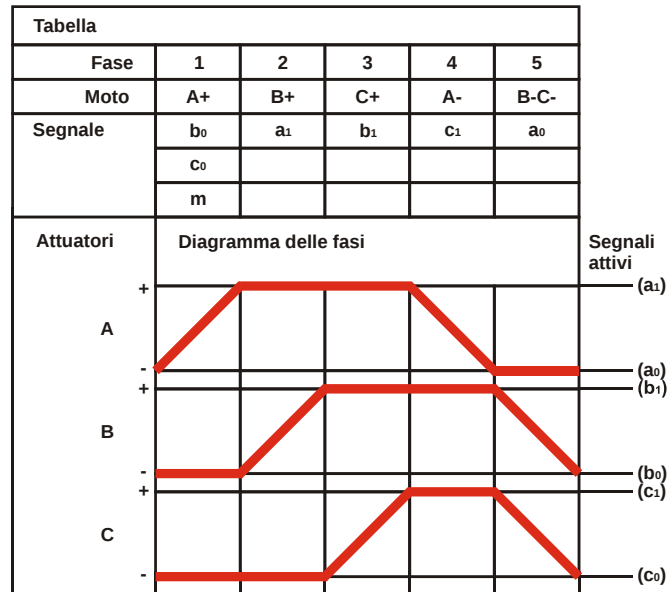


Fig. 37.9 - Diagramma delle fasi completo

3.4 PORTATA DELLA POMPA

Dopo aver stabilito il tipo di attuatore per ciascun azionamento servito, si determina la cilindrata cioè il volume di olio assorbito per ogni corsa dello stantuffo o per ogni giro del motore rotativo e conoscendo o prestabilendo il tempo in cui deve essere effettuata la corsa dello stantuffo oppure il numero di giri al minuto **n** del motore rotante, si determina la portata di olio assorbita da ciascun attuatore.

Siano:

- Q** la portata della pompa (l/min)
- Q_{AC}** la portata assorbita dall'attuatore (cilindro) (l/min)
- Q_{AM}** la portata assorbita dall'attuatore (motore rotante) (l/min)
- Q_{AMg}** la portata per ogni giro del motore (l/giro)
- V** la cilindrata (l)
- t** il tempo per effettuare la corsa del pistone, (s)
- c** la corsa del pistone, (mm)

si ottiene:

$$V = \frac{S_p}{100} \times \frac{c}{100} = \frac{S_p \cdot c}{10000} \quad (1)$$

e, per i cilindri oleodinamici, si avrà:

$$Q_{AC} = \frac{V}{t} \cdot 60 \text{ (l/min)} \quad (5)$$

Per i motori rotanti è normalmente indicato il valore della portata per ogni giro quindi si avrà:

$$Q_{AM} = Q_{AMg} \cdot n \text{ (l/min)} \quad (6)$$

Tenendo presenti le eventuali contemporaneità dei movimenti rilevabili dal diagramma che rappresenta i cicli di lavoro si dovrà sommare la portata di tutti gli attuatori che eseguono spostamenti

contemporanei, quindi si calcolerà la portata massima assorbita dagli utilizzatori della centralina che si vuole determinare con la formula:

$$Q_{MAX} = Q_{AC1} + Q_{AC2} + Q_{ACn} + Q_{AM1} + Q_{AM2} + Q_{AMn} \text{ (l/min)} \quad (7)$$

Per tenere conto delle perdite volumetriche di tutto l'impianto, la portata Q che deve erogare la pompa e conseguentemente il tipo che deve essere scelto si determinano maggiorando convenientemente del 20 ÷ 25% il valore dato dalla (7):

$$Q = (1,20 \div 1,25) Q_{MAX} \text{ (l/min)} \quad (8)$$

3.5 POTENZA DEL MOTORE DI COMANDO

Il valore della portata Q effettivamente erogata dalla pompa che si è precedentemente scelta ci consente di determinare la potenza del motore di comando, che nella maggioranza delle applicazioni industriali è del tipo elettrico, mentre è del tipo termico nelle applicazioni semoventi. La (9) fornisce il valore della potenza N in **CV** essendo Q' in m³/s e P' in daN/m²:

$$N = \frac{Q' \cdot P'}{75 \eta_t} \text{ (CV)} \quad (9)$$

Utilizzando invece le unità di misura a cui ci riferiamo normalmente e precisamente ponendo Q in l/min, e P in daN/cm² si ha:

$$N = \frac{Q \cdot P}{450 \eta_t} \text{ (CV)} \quad (10)$$

dove:

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_v = 0,70 \div 0,80$$

essendo:

η_t = rendimento totale;

η_m = rendimento meccanico del gruppo motore-pompa;

η_v = rendimento volumetrico della pompa.

Volendo ottenere la potenza espressa nell'unità di misura S.I. si ha:

$$N = \frac{Q \cdot P}{450 \eta_t} \text{ (kW)} \quad (11)$$

4 DIMENSIONAMENTO DELLE TUBAZIONI

Nei sistemi oleodinamici le tubazioni hanno la funzione di dirigere e di trasportare il fluido. Le tubazioni sono soggette a sollecitazioni:

- meccaniche
- da corrosione
- termiche

che possono presentarsi sia singolarmente sia in combinazione e che hanno un'importanza determinante per il dimensionamento. Le sollecitazioni meccaniche si manifestano per lo più come carichi di pressione variabili nel tempo. Da quanto sopra nasce l'esigenza di calcolare e di dimensionare le tubazioni in modo economico, sicuro e durevole. Per raggiungere questi obiettivi si procede secondo lo schema di flusso illustrato in Fig. 38.1, tenendo presente che oltre alle regole di validità generale occorre considerare anche prescrizioni e norme specifiche esistenti nell'ambito dei singoli progetti. Il procedimento per il calcolo e il dimensionamento delle tubazioni parte dalla conoscenza dello schema circuitale e di una serie di dati di progetto, quali il tipo di fluido, la portata, la pressione e la temperatura. Come si può rilevare dalla tab.13, anche altre caratteristiche del tubo come:

- diametro interno (diametro nominale);
- spessore
- materiale

devono essere a loro volta considerate nel calcolo.

Parametri del tubo	Fattori che influenzano i parametri del tubo
Diametro interno	• Portata • Velocità di flusso • Viscosità del fluido • Perdita di carico
Spessore	• Pressione d'esercizio (eventuali sollecitazioni aggiuntive) • Coefficienti di sicurezza necessari o prescritti • Riduzioni spessore tubo dovute a ragioni costruttive • Influenze corrosive interne ed esterne • Resistenza del materiale del tubo • Temperatura di esercizio e temperatura ambiente • Dimensioni normalizzate
Materiale	• Valori di resistenza • Condizioni di lavorazione (caratteristiche superficiali, saldabilità) • Influenze della corrosione • Campo di temperature ammesse

Tab.13 - Fattori che influenzano i parametri caratteristici per il dimensionamento delle tubazioni

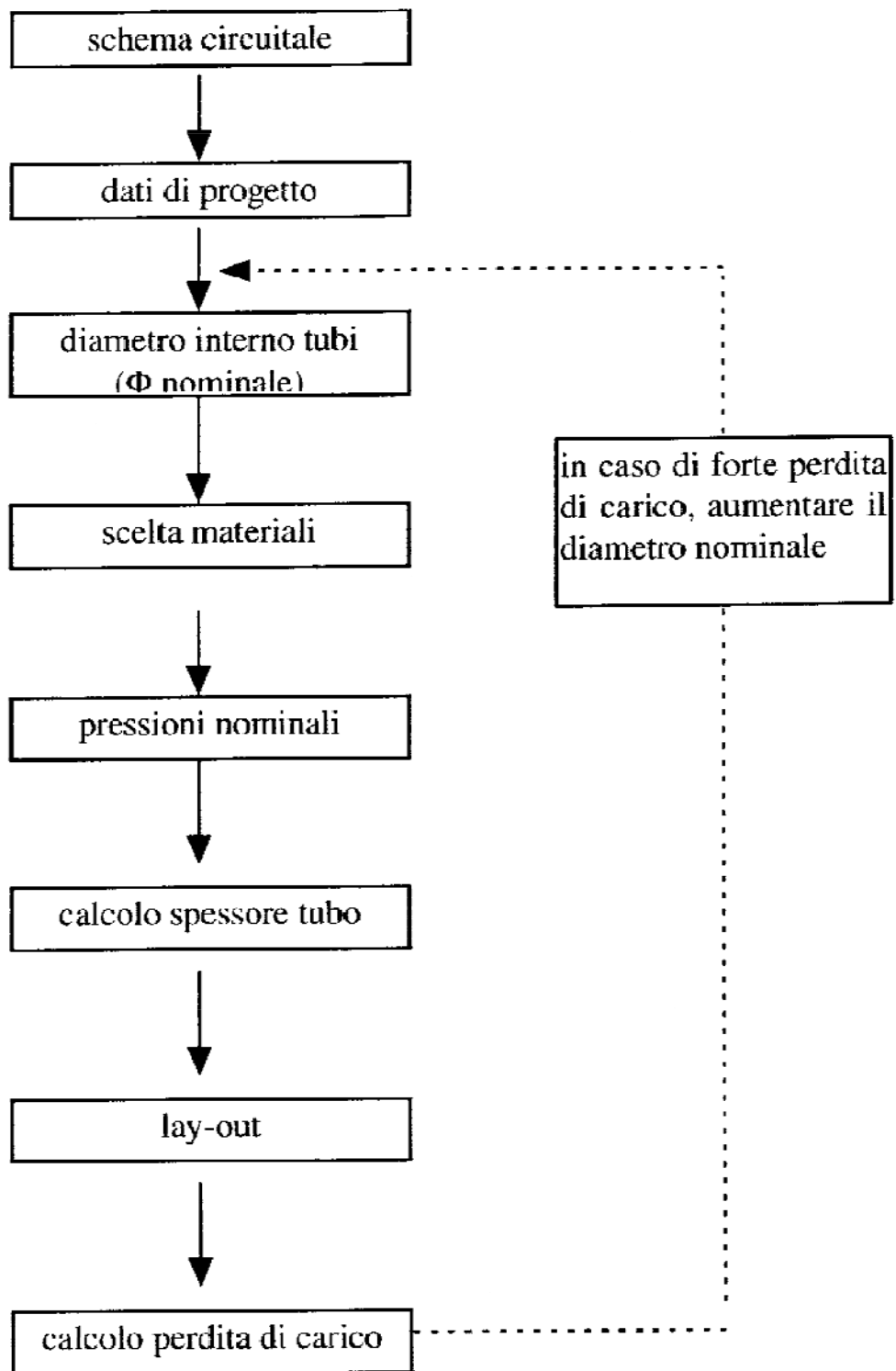


Fig. 38.1 - Schema di flusso per il calcolo e il dimensionamento delle tubazioni nei sistemi oleodinamici

4.1 DETERMINAZIONE DEL DIAMETRO NOMINALE

Il diametro interno delle tubazioni deve essere determinato in funzione della velocità dell'olio ammissibile nelle diverse condotte, i cui valori ottimi sono sotto riportati, tenendo inoltre presente che conviene assumere i più piccoli valori di velocità quando è usato olio con elevata viscosità e si ha una bassa pressione d'esercizio, per limitare le perdite di carico. Velocità massime ammissibili

condotte d'aspiraz.: 1,0 m/s;
condotte di ritorno: 2,0 m/s;
condotte di mandata: 3,0 m/s fino a 10 daN/cm²;
4,0 m/s fino a 50 daN/cm²;
5,0 m/s fino a 100 daN/cm²;
6,0 m/s fino a 200 daN/cm² e oltre.

Ponendo:

v = velocità dell'olio (m/s);

D_i = diametro interno della tubazione, (mm);

Ω = sezione della tubazione, (cm²);

si ha:

$$\Omega = \frac{Q}{6 v} (\text{cm}^2) \quad (12)$$

da cui è possibile ricavare il diametro interno del tubo:

$$D_i = \sqrt{100 \frac{4}{\pi} \frac{Q}{6 v}} \cong 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} (\text{mm}) \quad (13)$$

Il diametro esterno delle tubazioni di mandata deve essere tale che lo spessore risulti idoneo per la prevista pressione massima d'esercizio. Un elemento che può essere utile determinare, e che costituisce una caratteristica dell'impianto che si vuole realizzare, è la velocità v di traslazione dello stantuffo:

$$v_p = \frac{Q}{6 S_p} (\text{m/s}) \quad (14)$$

Nella tabella 14 sono riportati, per diversi valori del diametro dello stantuffo e della portata della pompa, i valori delle velocità dello stantuffo e dell'olio nelle tubazioni di diametro nominale pari a quello degli attacchi al cilindro.

PORTATE IN LITRI / MINUTO																																						
Φ		Attac c.		10					50					100					150					200					250					300				
di. mm		angolo		VELOCITÀ IN METRI / SECONDO																																		
		Strala	Tiro	Obli.	Solida	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.	Strala	Tiro	Obli.										
40	118	0,133	0,169	0,98	0,332	0,395	2,45	0,655		0,780	4,90	1,330	1,590	9,80	1,995	2,370	14,7	2,960	3,190	19,60	3,325	3,950	24,5															
	25		0,219			0,545			1,990				2,190			3,270			4,380			5,450																
50	235	0,065	0,113	0,99	0,212	0,282	2,45	0,425		0,565	4,90	0,950	1,190	9,80	1,275	1,695	14,7	1,700	2,260	19,60	2,125	2,825	24,5															
	35		0,186			0,415			0,930				1,600			2,480			3,320			4,150																
65	265	0,050	0,095	0,98	0,125	0,145	2,45	0,250		0,290	4,90	0,500	0,590	9,80	0,750	0,970	14,7	1,000	1,160	19,60	1,250	1,450	24,5															
	35		0,070			0,175			0,350				0,700			1,050			1,400			1,750																
	45		0,093			0,240			0,450				0,980			1,440			1,920			2,400																
80	365	0,035	0,041	0,55	0,032	0,102	1,36	0,165		0,205	2,73	0,330	0,410	5,43	0,495	0,515	8,19	0,860	0,920	10,92	0,925	1,025	13,6															
	45		0,043			0,120			0,240				0,450			0,720			0,930			1,200																
	50		0,054			0,135			0,270				0,540			0,810			1,060			1,350																
100	465	0,021	0,026	0,55	0,032	0,085	1,36	0,105		0,130	2,73	0,210	0,250	5,43	0,315	0,390	8,19	0,420	0,520	10,92	0,325	0,650	13,6															
	50		0,028			0,070			0,140				0,280			0,420			0,560			0,700																
	65		0,048			0,090			0,160				0,360			0,540			0,720			0,900																
125	570	0,013	0,015	0,55	0,032	0,037	1,36	0,085		0,075	2,73	0,130	0,150	5,43	0,185	0,225	8,19	0,260	0,300	10,92	0,325	0,375	13,6															
	55		0,018			0,045			0,090				0,190			0,270			0,330			0,450																
	60		0,027			0,057			0,135				0,270			0,405			0,540			0,675																
150	655	0,009	0,011	0,33	0,022	0,027	0,62	0,045		0,055	1,93	0,090	0,110	3,27	0,195	0,195	4,90	0,160	0,220	5,54	0,225	0,275	8,17															
	60		0,014			0,035			0,070				0,140			0,210			0,260			0,350																
	100		0,018			0,040			0,090				0,190			0,240			0,320			0,400																
160	765	0,007	0,008	0,18	0,017	0,020	0,45	0,033		0,040	0,90	0,067	0,080	1,91	0,100	0,120	2,71	0,134	0,160	3,62	0,157	0,200	4,82															
	70		0,010			0,024			0,049				0,095			0,147			0,186			0,245																
	100		0,013			0,032			0,065				0,130			0,195			0,290			0,395																
200	905	0,005	0,006	0,13	0,012	0,015	0,33	0,025		0,030	0,65	0,050	0,060	1,35	0,075	0,080	2,03	0,100	0,120	2,70	0,125	0,150	3,33															
	110		0,007			0,017			0,035				0,070			0,105			0,140			0,175																
	140		0,009			0,022			0,045				0,090			0,135			0,160			0,225																

Tab. 14 – Velocità stantuffo e olio in metri/secondo

4.2 SCELTA DEL MATERIALE

La scelta del materiale dei tubi è effettuata anzitutto in base a criteri di resistenza meccanica. Hanno però notevole importanza anche il metodo di produzione del tubo che può essere con o senza saldatura, la possibilità di sottoporre il tubo a lavorazioni successive e la possibilità di usare raccordi e giunzioni. Va infine verificata la resistenza del materiale del tubo nei confronti di possibili corrosioni interne od esterne.

4.3 PRESSIONI NOMINALI

La pressione nominale delle tubazioni e dei raccordi è il parametro che fissa il livello di pressione sotto di cui sono raggruppate parti d'uguale esecuzione e con uguali dimensioni d'accoppiamento. I livelli di pressione sono scalati secondo numeri normalizzati e riportati nel documento **DIN 2401**, parte 1 (tab.15). La pressione nominale è abbreviata col simbolo PN ed è indicata senza la dimensione "bar". Il valore numerico espresso dalla pressione nominale corrisponde alla pressione massima ammessa alla temperatura di riferimento di 20°C.

1	10	100	1.000
1,6	16	160	1.600
2,5	25	250	2.500
4	40	400	4.000
6,3	63	630	6.300

Tab.15 - Livelli di pressione (PN) di tubazioni DIN 2401, parte 1

5 REALIZZAZIONE ED INSTALLAZIONE DEI SISTEMI TUBIERI PER IMPIANTI OLEODINAMICI

5.1 CRITERI DI PROGETTAZIONE

Il montaggio delle tubazioni nei sistemi oleodinamici è quasi l'ultimo anello della camera d'attività che può essere conclusa entro i termini stabiliti e in modo qualitativamente soddisfacenti solo con una programmazione accurata. Nel progetto dei sistemi tubieri occorre considerare gli elementi che sono esposti qui di seguito:

- pressioni
- velocità
- forze esterne
- influenze ambientali
- livello di pulizia
- possibilità di montaggio e di smontaggio
- sicurezza contro il pericolo di danni
- semplicità costruttiva
- dispositivi di controllo
- caduta di pressione ammessa
- qualità dei materiali
- trattamenti di conservazione esterna ed interna
- fissaggio

5.2 COLLEGAMENTO TRA TUBI

Poiché i tubi d'acciaio reperibili in commercio sono lunghi circa 6 metri, spesso sono indispensabili adeguate giunzioni. Si distinguono a questo proposito:

- collegamenti fissi
- collegamenti smontabili

Per collegamenti fissi s'intendono giunzioni saldate con cui i tubi sono collegati senza interruzioni. Per i collegamenti saldati s'impiegano tronchetti conici, collari a saldare, curve od altri pezzi. Questo metodo ovviamente non consente una prefabbricazione in officina ed inoltre il decapaggio ed il flussaggio successivamente necessari devono essere eseguiti con particolare cura per impedire un trascinamento di contaminanti nel sistema oleodinamico.

Secondo il tipo di connessione si distinguono:

- raccordi filettati
- raccordi ad anello incidente
- raccordi ad anello di serraggio
- raccordi per tubi svasati

- raccordi con codolo a saldare
- collegamenti flangiati

In ogni caso tutti i collegamenti fra tubazioni devono fondamentalmente soddisfare le funzioni di "tenuta" e di "bloccaggio". Occorre inoltre distinguere tra collegamento tubo-raccordo e collegamento raccordo-componente (valvole, piastre, blocchi, pompe, ecc.).

5.3 RACCORDI

5.3.1 COLLEGAMENTO TRA TUBO E RACCORDO

Il collegamento tra tubo e raccordo può servire a congiungere sia le estremità di due tubi sia il tubo ad un componente. Le Figg. 38.1 ÷ 38.5 mostrano il collegamento tra vari tipi di raccordi e tubo d'acciaio di precisione DIN 2391. Il tipo di collegamento attribuisce il nome al raccordo.

5.3.1.1 Collegamento filettato

(Fig. 39.1)

Questo collegamento è caratterizzato dal fatto che la connessione tra tubo e raccordo è eseguita attraverso un tubo filettato. La tenuta è in questo caso metallo-metallo e la funzione di bloccaggio è affidata al filetto. Tali collegamenti vengono in generale impiegati solo per scopi secondari, ad esempio per tubi dell'acqua degli scambiatori ed eventualmente per tubi d'aspirazione di pompe munite d'attacco d'aspirazione filettato.

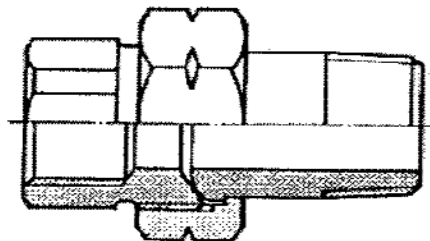


Fig. 39.1 - Collegamento filettato tenuta metallo-metallo, bloccaggio tramite filetto. Impiego nel campo delle basse pressioni (ad esempio tubi per acqua)

5.3.1.2 Raccordi ad anello incidente

I raccordi ad anello incidente costituiscono il tipo di collegamento più noto tra tubo e raccordo. L'anello incidente, infilato sul tubo con l'aiuto di un attrezzatura, incide la superficie del tubo svolgendo contemporaneamente le funzioni di bloccaggio e di tenuta. La tenuta nei confronti del corpo del raccordo è del tipo metallo su metallo. La funzione di bloccaggio dell'anello incidente nei confronti del raccordo è garantita dal dado.

I raccordi ad anello incidente devono essere controllati perché per effetto della tenuta metallo-metallo e del conseguente assestamento tendono a dare trafilamenti e d'altra parte, a causa dell'incrudimento superficiale del tubo dovuto al serraggio dell'anello, si può ripristinare il serraggio solo entro certi limiti. Il montaggio dell'anello incidente sul tubo deve essere eseguito con particolare cura perché se esso non incide in modo sufficiente, sotto carico scivola rispetto al tubo. E' necessario inoltre che le estremità del tubo siano tagliate ad angolo retto e perfettamente sbavate. L'anello

incidente a tagliente singolo (Fig. 39.2) è oggi diffusamente sostituito da anelli a doppio tagliente. L'anello a tagliente doppio (Fig. 39.3) migliora le funzioni di bloccaggio e di tenuta grazie a due taglienti che penetrano nel tubo.

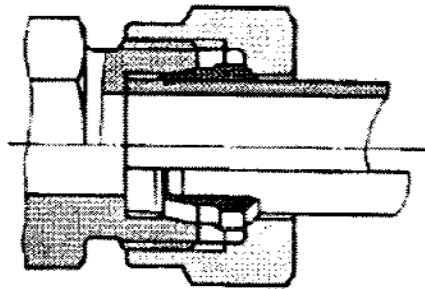


Fig. 39.2 - Anello incidente a tagliente singolo, tenuta metallo-metallo, funzione di bloccaggio mediante tagliente

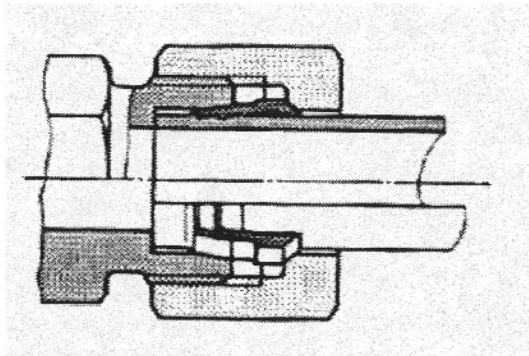


Fig. 39.3 - Anello incidente a doppio tagliente, tenuta metallo-metallo, funzione di bloccaggio mediante due taglienti. Richiede una forza di serraggio maggiore

Nel cosiddetto anello Walpro (Fig. 39.4) la spalla dell'anello incidente doppio è rinforzata e ciò consente una maggiore sicurezza delle funzioni di bloccaggio e di tenuta. Le misure principali dei raccordi ad anello incidente sono normalizzate DIN 2353. La caratteristica essenziale di tutti i raccordi ad anello incidente è la superficie conica di 24° all'interno del corpo.

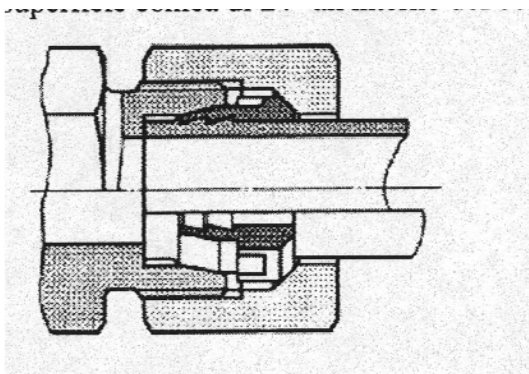


Fig. 39.4 - Anello incidente a doppio tagliente con spalla rinforzata, tenuta metallo-metallo, funzione di bloccaggio mediante due taglienti. Richiede una forza di serraggio maggiore rispetto all'anello incidente a tagliente singolo

5.3.1.3 Raccordo saldabile (Fig. 39.5)

Per impiegare il raccordo saldato si salda sul tubo un codolo conico secondo uno dei metodi di saldatura descritti al paragrafo 6.2.2.3.2. In tal modo si realizza la perfetta tenuta tra tubo e bocchello. La tenuta tra codolo e raccordo DIN 2353 è affidata ad una guarnizione elastica e con una lavorazione appropriata delle superfici non vi sono problemi. La funzione di bloccaggio tra codolo e corpo del raccordo è risolta con un dado.

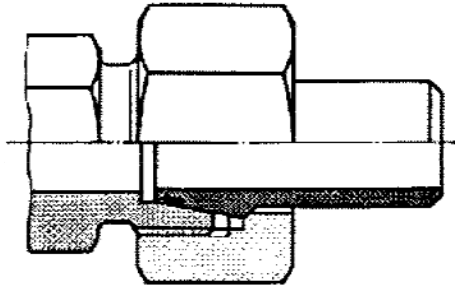


Fig. 39.5 - Raccordo saldabile con cono DIN 3865, tenuta elastica, funzione di bloccaggio mediante cordone di saldatura

5.3.2 COLLEGAMENTO TRA RACCORDI E COMPONENTI OLEODINAMICI

In questi raccordi la funzione di bloccaggio tra raccordo e componente è soddisfatta dalla filettatura. Usando estremità a filettatura cilindrica questa funzione è pienamente garantita. Sia i fori filettati dei componenti che le estremità filettate dei raccordi sono a norma DIN 3852. Le estremità filettate dei raccordi si differenziano solo per il tipo di tenuta nei confronti del componente oleodinamico.

5.3.2.1 Spigolo di tenuta (Fig. 39.6)

In quest'esecuzione è ricavato per lavorazione sul corpo del raccordo uno spigolo che fa tenuta metallo-metallo contro il componente. Perché ciò avvenga occorre che la superficie di lamatura sul componente sia perpendicolare all'asse della filettatura e non presenti rigature trasversali. A causa delle normali pulsazioni dei sistemi oleodinamici può crearsi un incrudimento superficiale del materiale, che richiede un successivo ulteriore serraggio del raccordo.

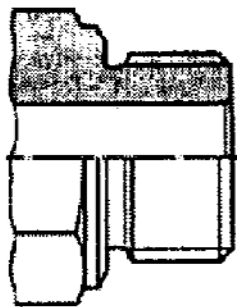


Fig. 39.6 - Spigolo di tenuta, tenuta metallo-metallo. La superficie di lamatura perpendicolare all'asse della filettatura può essere danneggiata dallo spigolo

5.3.2.2 Corpo di raccordo O-ring (Fig. 39.7)

In questo tipo di raccordo la funzione di tenuta è svolta da un O-ring. Anche in questo caso la superficie di lamatura deve essere perpendicolare all'asse della filettatura e non presentare rigature trasversali. La rugosità della superficie di lamatura e della cava dell'O-ring non deve superare RT16. Dato il gran diametro dell'O-ring, le forze di taglio sul filetto sono relativamente elevate. Il foro filettato dev' essere preceduto da una superficie di lamatura di gran diametro secondo DIN 3852-largo.

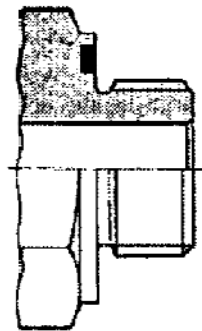


Fig. 39.7 - O-ring, foro filettato DIN 3852-largo, tenuta elastica, superficie di lamatura con diametro maggiore rispetto al sistema a spigolo di tenuta, forte sollecitazione di taglio sulla filettatura

5.3.2.3 Raccordo con guarnizione profilata (Fig. 39.8)

In questo tipo di raccordo al posto dell'O-ring è inserita nel raccordo una guarnizione a sezione rettangolare di minor diametro che svolge la funzione di tenuta. La parte esterna del foro filettato deve essere accuratamente sbavata per evitare danni alla guarnizione. La superficie di lamatura deve essere perpendicolare all'asse della filettatura. E' sufficiente il diametro di lamatura normale DIN 3852.

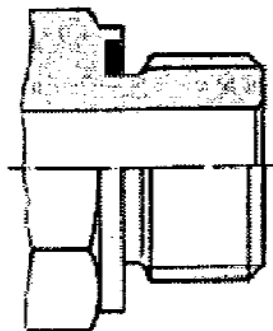


Fig. 39.8 - Guarnizione profilata, foro filettato DIN 3852, tenuta elastica, lamatura come per la tenuta a spigolo, forza di taglio sul filetto minore rispetto alla versione con O-ring

5.3.2.4 Raccordo con O-ring per fori filettati ISO 6149 e DIN 3852 parte 3 forma W

(Fig. 39.9)

In questo tipo di raccordo l'O-ring è inserito nella cava di scarico della filettatura. Il foro filettato deve corrispondere alla forma ISO 6149 o DIN 3852 parte 3 forma W. L'estremità filettata e la dimensione dell'O-ring devono corrispondere a DIN 3852 parte 3. Poiché l'O-ring è più vicino alla filettatura, le forze di taglio su quest'ultima sono minori. Per infilare l'O-ring occorre procedere con particolare cura per non danneggiarlo con i filetti.

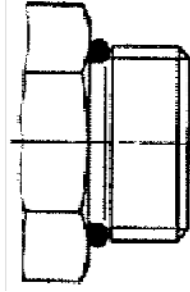


Fig. 39.9 - Foro filettato DIN 3852

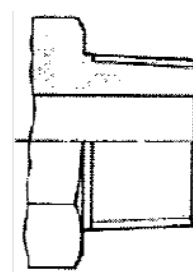


Fig. 39.10 - Filettatura NPT

5.3.2.5 *Filettatura NPT*

(Fig. 39.10)

La filettatura NPT è conica perché il filetto è ricavato su un'estremità del raccordo di forma tronco-conica. La tenuta è metallo-metallo. Normalmente questi filetti sono incollati con sigillante, ad esempio Loctite. Per effetto della conicità della filettatura in caso d'eccessivo serraggio esiste il pericolo che i componenti di ghisa o d'alluminio subiscano dei danneggiamenti. Questo tipo di raccordo è usato molto spesso negli USA, mentre in Europa s'impiega più raramente. Per tutti i tipi di raccordi descritti esistono in commercio le più svariate forme costruttive, che in ogni caso si riconducono sempre, per le funzioni fondamentali di bloccaggio e di tenuta, a quanto finora esposto. Nelle Fig. 39.11 ÷ 39.22 sono rappresentate 12 forme usuali di raccordi.

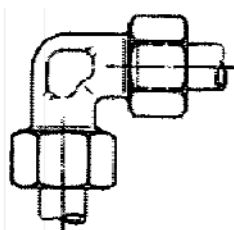


Fig. 39.11 - Raccordo intermedio a gomito

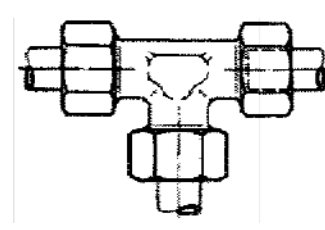


Fig. 39.12 - Raccordo intermedio a T

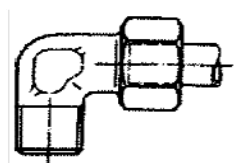


Fig. 39.13 - Raccordo d'estremità a gomito

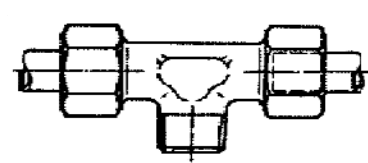


Fig. 39.14 - Raccordo d'estremità a T

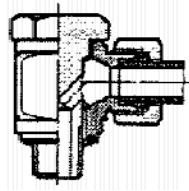


Fig. 39.15 - Raccordo d'estremità orientabile a gomito

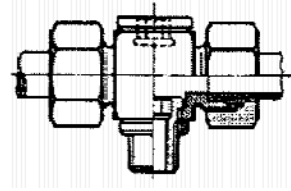


Fig. 39.16 - Raccordo d'estremità orientabile a T

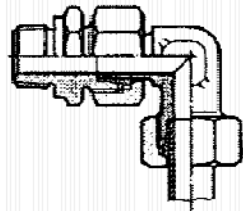


Fig. 39.17 - Raccordo combinato orientabile a gomito

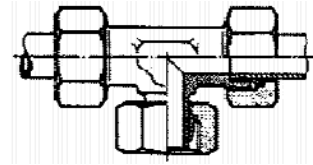


Fig. 39.18 - Raccordo orientabile a T

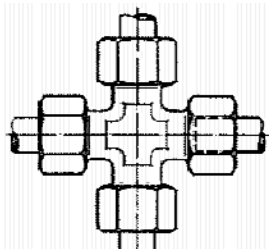


Fig. 39.19 - Raccordo intermedio a croce

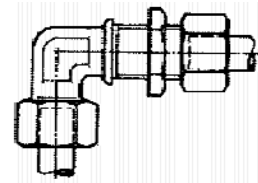


Fig. 39.20 - Raccordo d'attraversamento a gomito

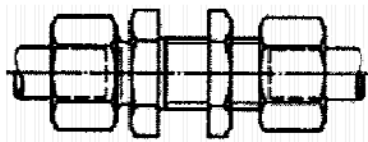


Fig. 39.21 - Raccordo d'attraversamento diritto

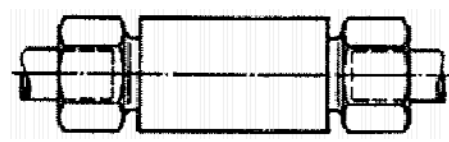


Fig. 39.22 - Raccordo d'attraversamento diritto saldabile

5.3.3 COLLEGAMENTI FLANGIATI

Per diametri normali DN 40 e superiori i raccordi diritti non sono normalmente reperibili in commercio. Da DN 40 per il collegamento reciproco di tubi oppure tra tubi e componenti si usano flangie. In effetti, esse sono disponibili anche per diametri inferiori a DN 40, ma sono impiegate di rado perché di costo più elevato rispetto ai raccordi. Nei collegamenti flangiati la connessione flangia-tubo è quasi sempre saldata. In Europa s'impiega quasi esclusivamente la saldatura di testa, mentre le saldature ad angolo sono più frequenti negli USA. Il tipo di flangia da impiegare dipende essenzialmente dal tipo di componente.

5.4 STAFFE

Le staffe servono per fissare in modo sicuro le tubazioni. Si trovano in commercio fascette d'alluminio, di plastica o con inserto di gomma. La scelta delle fascette dipende dalle influenze cui è

esposto il fascio tubiero. S'impiegano ad esempio fascette d'alluminio quando sono previste alte temperature. Le fascette di plastica con inserto di gomma sono spesso usate per ridurre la propagazione del suono via solido. Le fascette d'acciaio sono costruite in materiale saldabile in modo che la piastrina inferiore possa essere facilmente fissata alle strutture. In casi speciali, per esempio nei teatri, le piastrine di base della fascetta sono saldate su una struttura intermedia che è poi fissata alla struttura portante tramite gomma-metallo in modo da ridurre la trasmissione acustica. Il sistema tubiero è normalmente fissato alla struttura della macchina. In casi eccezionali può rendersi necessaria una specifica struttura di sostegno per le tubazioni. La distanza tra le fascette dipende dal diametro esterno del tubo. In DIN 24346 essa è fissata come segue:

Diametro esterno del tubo in mm	Diastanza in m
Fino a 10	1,0
Da 10 a 25	1,5
Oltre 25	2,0

Tab.16 - Distanze tra le staffe delle tubazioni

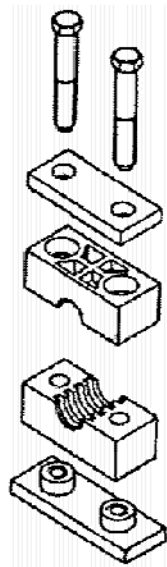


Fig. 39.23 - Fascetta multipla, esecuzione standard



Fig. 39.24 - Fascetta per tubo, serie pesante

Soprattutto nelle costruzioni navali occorre avere cura che le fascette trasferiscano le forze provenienti dal sistema tubiero non ai pavimenti bensì alle strutture portanti (Fig. 39.25).

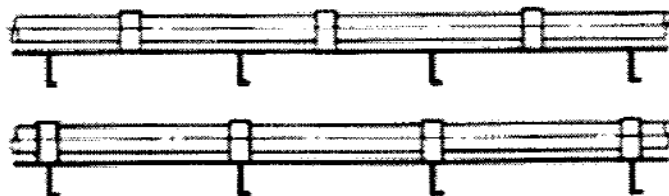


Fig. 39.25 - Montaggio corretto (sotto) ed errato (sopra) di staffe per tubi

5.5 TUBI FLESSIBILI

I tubi flessibili consentono movimenti reciproci tra componenti del sistema compensando anche variazioni di lunghezza nei fasci tubieri lunghi. Una volta soddisfatti certi requisiti legati agli specifici casi applicativi essi rappresentano elementi affidabili per la trasmissione dell'energia. Un tubo flessibile comprende l'elemento flessibile vero e proprio alle cui estremità sono montati due terminali che da un lato si connettono al tubo e dall'altro al sistema oleodinamico.

5.5.1 TUBI FLESSIBILI CON TERMINALI MONTATI A PRESSIONE

Come si vede dalle Fig. 39.26÷39.33, ricorrendo al montaggio a pressione si possono applicare alle estremità del flessibile i più svariati terminali, tra cui vari raccordi per tubo svasato, raccordi conici a 24°, connessioni per flangie. In commercio sono disponibili terminali diritti, a 45° e a 90°.

La scelta dei terminali dipende dal sistema di accoppiamento previsto per i tubi rigidi, ad esempio con svasatura, ad anello incidente o a codolo da saldare o flangiato.

Per quanto concerne il materiale nei sistemi oleodinamici si scelgono raccordi di acciaio o in casi speciali in acciaio inox.

Nella scelta del flessibile si parte in generale dal diametro nominale e dalla pressione nominale, che a loro volta sono determinati dalla portata e dalla pressione di esercizio indicate nello schema oleodinamico; occorre inoltre tener conto della resistenza ai fluidi, della temperatura di esercizio e delle influenze ambientali.

La velocità nei tubi flessibili in pressione non dovrebbe superare, anche per limitare la rumorosità, il valore di 2-3 m/s.

Lo stesso limite vale anche per le linee di ritorno. La pressione di esercizio non deve superare 1/4 della pressione di scoppio del flessibile. Questo criterio è generalmente richiamato nei cataloghi a proposito delle pressioni di esercizio ammesse. Nei sistemi oleodinamici con forti punte di pressione, ad esempio con velocità di variazione della pressione maggiore di 3000 bar/s e punte di pressione fino al 20% sopra la pressione nominale, si deve impiegare un flessibile di una classe di pressione superiore rispetto a quella determinata in base al calcolo.

Nella scelta del materiale del flessibile occorre considerare anche la compatibilità del materiale interno ed esterno nei confronti del fluido e dell'ambiente.

Nei normali flessibili commerciali la gomma interna resiste ai liquidi a base di olio minerale e al glicole acquoso.

Per gli esteri fosforici occorre prevedere rivestimenti interni speciali. Il rivestimento esterno dei flessibili commerciali resiste all'ozono e di solito anche all'olio minerale (verificare nei cataloghi). Impiegando flessibili all'interno di serbatoi contenenti esteri fosforici il materiale esterno del flessibile deve essere compatibile con il fluido.

La lunghezza necessaria per il tubo flessibile va calcolata dal progettista, che deve rispettare tra l'altro il raggio minimo di curvatura e una zona rettilinea secondo la tab.17.

Il collaudo dei tubi flessibili avviene in base alla norma DIN 20021.

Secondo il tipo di flessibile si devono raggiungere da 100000 a 400000 cicli di sollecitazione con un aumento di pressione a gradino di circa il 50% oltre la pressione nominale.

I flessibili sia sciolti sia completi di terminali vanno conservati in luogo fresco e asciutto a circa + 20°C e ad un'umidità relativa del 65%, protetti dalla luce diretta.

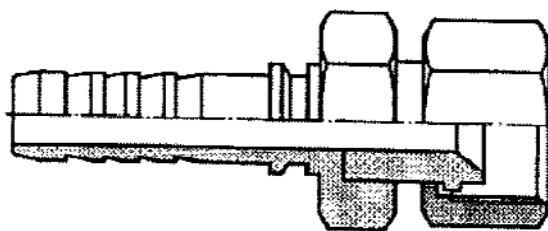


Fig. 39.26 - Terminale dritto con dado per accoppiamento con tubo rigido svasato

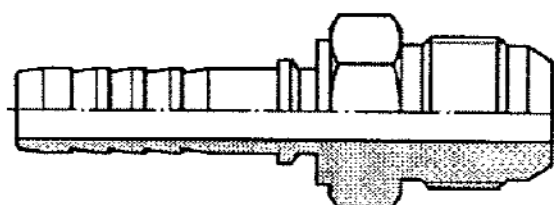


Fig. 39.27 - Terminale dritto con raccordo filettato esterno per accoppiamento con tubo svasato

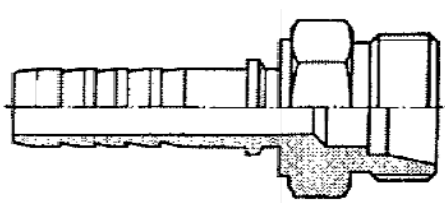


Fig. 39.28 - Terminale dritto per connessione a 24°

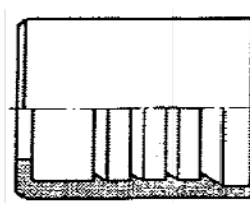


Fig. 39.29 - Manicotto per montaggio a pressione

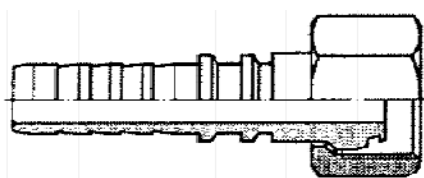


Fig. 39.30 - Terminale dritto con raccordo a 24°
munito di tenuta a O-ring

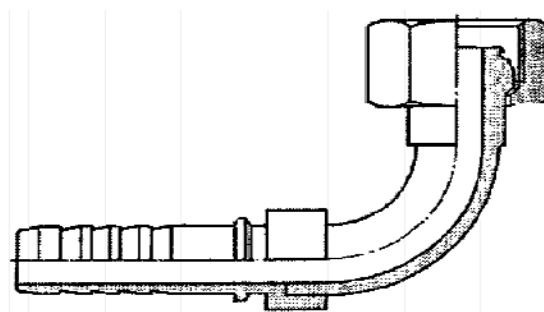


Fig. 39.31 - Terminale a 90° con raccordo a 24°
munito di tenuta O-ring

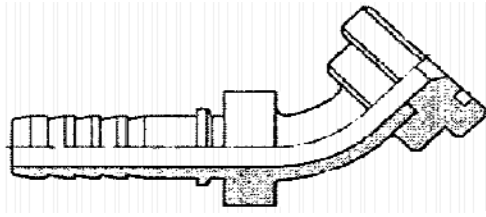


Fig. 39.32 - Terminale a 45° per collegamento a flangia SAE



Fig. 39.33 – Schema strutturale di flessibile, ad esempio 4 SP-SAE100 R9R, 4 SH-DIN 22023/2

5.5.2 SCELTA DEL TUBO FLESSIBILE

Il progettista conosce ovviamente sia le caratteristiche del circuito fluidodinamico nei suoi vari componenti, sia le prestazioni funzionali sia la macchina deve fornire in termini di "potenza" e di "velocità operativa".

In base a tali conoscenze si dovrà valutare il tipo di tubi necessari per un'opportuna connessione fra serbatoio e pompa, fra questa e il distributore, fra questo e i cilindri operazionali, e così via.

Laddove potranno essere impiegati tubi rigidi il problema si limita alla verifica della sezione utile che essi devono presentare affinché portata e velocità del fluido siano quelle stabilite, scegliendo quindi un opportuno spessore affinché si realizzino buoni coefficienti di sicurezza in base alla pressione massima che il fluido può raggiungere.

Nel caso delle applicazioni più comuni su macchine in genere, infatti, non presenta particolare gravità il problema delle perdite di carico.

Allorché si presenta utile o indispensabile l'uso di tubazioni flessibili, più numerosi sono i fattori da analizzare per decidere quale "tipo" di tubo deve essere impiegato:

- DN Diametro interno del tubo [mm]
- PIs Pressione di lavoro di tipo statico [bar]
- PId Pressione di lavoro di tipo impulsivo [bar]
- Ps Pressione di scoppio del tubo [bar]
- T Temperatura massima del fluido [°C]
- R Raggio min. di curvatura [mm]
- L Lunghezza della tubazione [mm]
- $\varnothing_e$ Diametro esterno del tubo [mm]
- Caratteristiche chimiche del fluido
- Tipo dei raccordi terminali.

5.5.2.1 Diametro interno: DN

Stabilite le caratteristiche generali del circuito, e pertanto i valori della portata e della velocità del fluido, si verifica che:

$$DN = 35,7 \frac{Q}{v}$$

dove:

Q = portata in l/s;

v = velocità in m/s.

5.5.2.2 Pressione: P_{Is} - P_{Id} - P_s

Stabilito il diametro interno del tubo, si verificherà il valore della pressione massima da tenere in considerazione per la scelta del tipo di tubo, con riferimento alla sua "armatura" e alle conseguenti prestazioni.

Tale valore può essere, infatti, individuato nella pressione di lavoro P_{Is} , nei casi in cui la pressione si mantiene costante ad un certo "massimo" oppure passa lentamente da valori vicini a zero fino al "massimo" e viceversa, non verificandosi alcuna circostanza per la quale detto "massimo" sia superato.

È invece indispensabile considerare la pressione cosiddetta "pulsante" P_{Id} nei casi ove si verifica una notevole velocità di variazione da valori prossimi a zero al massimo nominale, oppure nei casi dove il raggiungimento della pressione massima non si realizza secondo un andamento "sinoidale" ad alta frequenza intorno ad un valore medio. In generale si può dire:

- caso di pompe a pistoni base P_{Id} ;
- altri casi (con impiego su macchine utensili, presse, macchine leggere per agricoltura e movimento terra, ecc.) base P_{Is}
- altri casi (con impiego su macchine pesanti per agricoltura e movimento terra, cesoie, punzonatrici ecc.) base P_{Id} .

Tenendo presente che le norme **SAE 1517c** indicano in **1: 4** il rapporto $P_{Id}:P_s$, e che si può limitare ad **1:3** il rapporto $P_{Is}:P_s$, dopo le considerazioni di cui sopra si ricava il valore P_s che il tubo deve poter offrire quale minima pressione di scoppio.

5.5.2.3 Curvatura: R - Lunghezza: L

Il valore R del raggio minimo di curvatura è una caratteristica intrinseca di ciascuna specifica del tubo (vedere tab.17). Non tenerne conto, obbligando la tubazione a piegarsi secondo raggi di curvatura più stretti, causa la presenza di una sollecitazione meccanica che può determinare quanto segue:

- frattura di fili elementari dell'armatura nella zona eccessivamente compressa;
- diradamento delle maglie dell'armatura nella zona eccessivamente tesa.

La lunghezza L , oltre ad essere condizionata dal valore R , deve essere stabilita con accuratezza in modo da evitare inutili brandeggi o la presenza di una sollecitazione meccanica di trazione che possono determinare quanto segue:

- logoramento per abrasione contro parti in movimento;
- rottura di fili elementari dell'armatura nella zona di attacco tubo-raccordo.

Infine è indispensabile evitare che l'asse geometrico della tubazione giaccia su piani diversi.

5.5.3 MONTAGGIO DEI TUBI FLESSIBILI

Una posa corretta dei flessibili ne aumenta la durata (vedere Fig. 39.35). Evitare di montare e di lasciare il flessibile in torsione.

Inoltre il flessibile va montato in modo da non sottoporlo a trazione tranne quella dovuta al peso proprio.

Non scendere al di sotto dei raggi minimi di curvatura ammissibili.

Se il flessibile descrive una curva, la lunghezza del flessibile deve essere tale da rispettare i tratti rettilinei (vedere tab.17).

Scegliere la forma dei terminali in modo da evitare sollecitazioni supplementari al flessibile.

Per proteggere i flessibili contro azioni esterne indesiderate le strutture e le zone dell'impianto o della macchina con cui essi potrebbero entrare in contatto vanno adeguatamente rivestite.

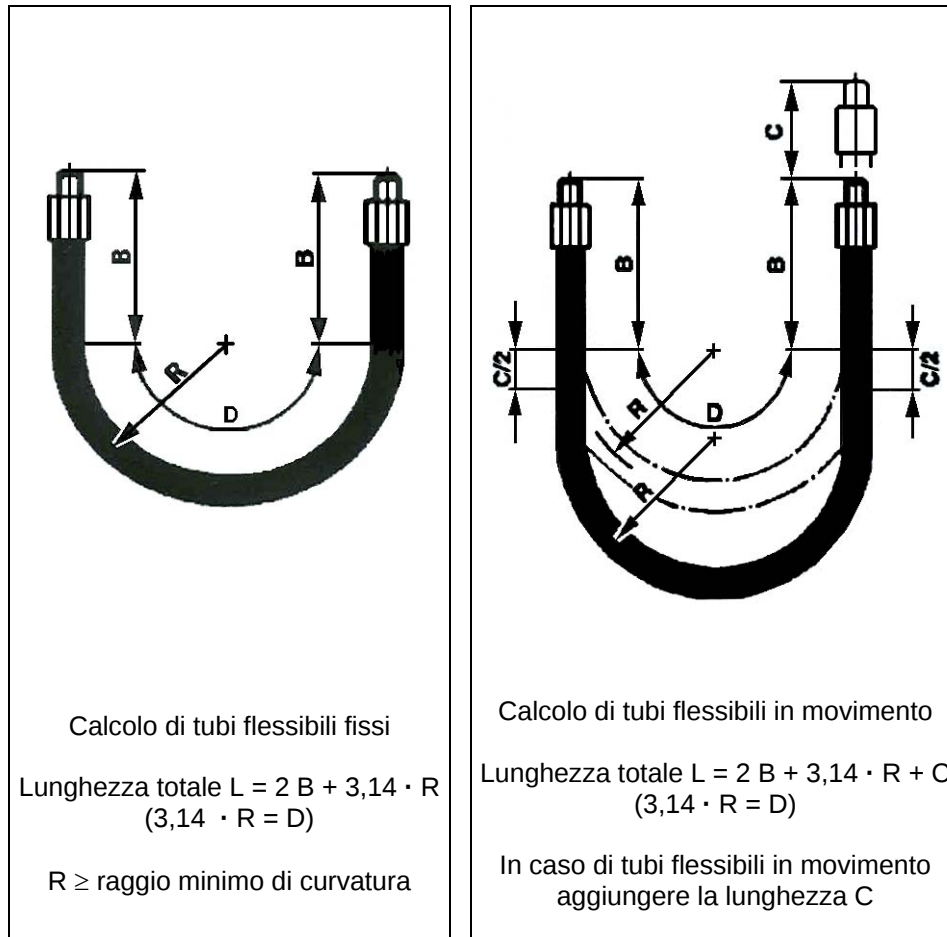


Fig. 39.34

Tipo di flessibile	Diametro interno DN	6	8	10	12	16	20	25	32	40
	lunghezza supplementare B in mm	90	100	110	120	130	140	160	180	200
1 ST e 1 SN	Pressione esercizio ammissibile p in bar	225	215	180	160	130	105	88	63	50
	Raggio minimo di curvatura R in mm	100	115	130	180	200	240	300	420	500
2 ST e 2 SN	Pressione esercizio ammissibile p in bar	400	350	330	275	250	215	165	125	90
	Raggio minimo di curvatura R in mm	100	115	130	180	200	240	300	420	500
4 SP e 4 SH	Pressione esercizio ammissibile p in bar	450	-	445	415	350	350	280	210	185
	Raggio minimo di curvatura R in mm	150	-	180	230	250	300	340	460	560

Tab.17

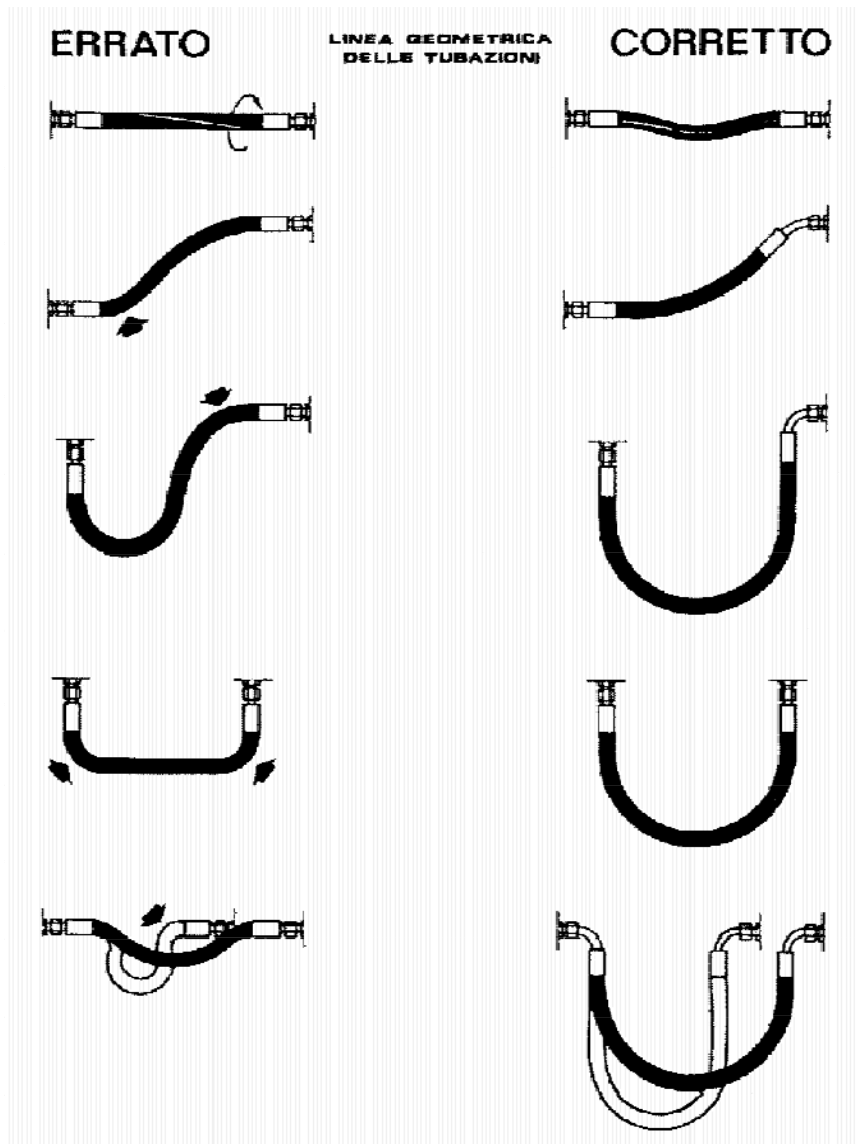


Fig. 39.35

5.5.4 CONDIZIONI PER L'ESERCIZIO DEI TUBI FLESSIBILI

Per garantire l'esercizio dei tubi flessibili devono essere rispettate le seguenti condizioni:

- scelta dei flessibili in base alla pressione di esercizio ed alle condizioni di impiego
- diametro nominale adeguato alla portata
- campi di impiego conformi alle norme
- montaggio accurato
- controllo ad intervalli regolari per la tempestiva individuazione di eventuali danni
- sostituzione immediata dei flessibili danneggiati

5.5.5 39.5.5 ESEMPI DI POSSIBILI DIFETTI

1. Difficoltà ad assumere la posizione naturale o ad eseguire i necessari movimenti
2. Trazione, torsione, schiacciamento
3. Curve di raggio inferiore al raggio minimo indicato dal costruttore, da fermo o in movimento
4. Sollecitazioni meccaniche, termiche o chimiche agenti dall'esterno

5. Flessibili verniciati
6. Rivestimento esterno danneggiato (sfregamenti, tagli o strappi)
7. Rivestimento esterno infragilito (materiale screpolato)
8. Zone di schiacciamento
9. Zone di piegamento
10. Presenza di rigonfiamenti
11. Tenuta difettosa dei terminali
12. Perdite di fluido
13. Espulsione del flessibile dal terminale
14. Danni o deformazioni sul terminale
15. Corrosione del terminale
16. Evidente alterazione di colore della superficie (ad esempio provocata da solventi)
17. Superamento della durata di impiego prefissata

5.6 INNESTI RAPIDI

Gli innesti rapidi servono a separare e a collegare velocemente i componenti di un sistema oleodinamico. Il loro campo di impiego è molteplice ma interessa soprattutto i casi in cui determinate parti di macchina devono essere collegate solo temporaneamente con il sistema oleodinamico. Nell'esecuzione dell'accoppiamento si azionano automaticamente delle valvole di non ritorno contenute negli innesti, le quali liberano il passaggio nel momento dell'innesto e lo bloccano a perfetta tenuta dal momento del distacco in poi, resistendo alla pressione d'esercizio nel momento della separazione. Normalmente il maschio è solidale alla parte fissa mentre la femmina è montata sul flessibile; è però possibile anche la disposizione inversa. Il collegamento al sistema avviene con i soliti raccordi.

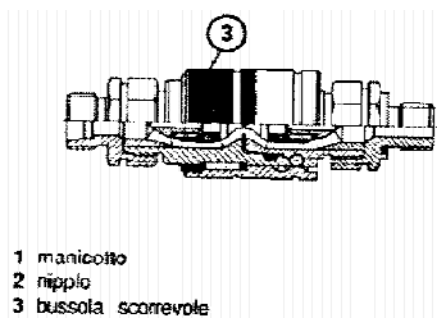


Fig. 39.36 - Innesto rapido collegato

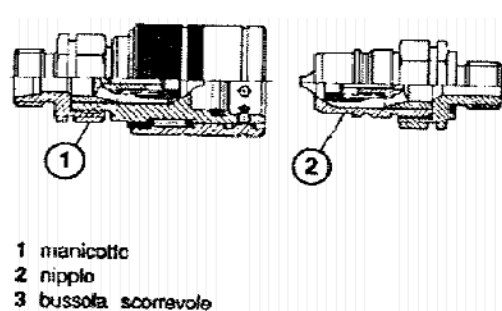


Fig. 39.37 - Innesto rapido interrotto

6 DEFINIZIONE DEI FILTRI

Nella determinazione della grandezza e dell'esecuzione costruttiva dei filtri nonché della finezza di filtrazione occorre considerare i seguenti fattori.

Sensibilità ai contaminanti

Da parte dei componenti oleodinamici. Rispettare la finezza di filtrazione o la classe di contaminazione richiesta.

Settore d'impiego dell'impianto oleodinamico completo

Tenere presente l'esistenza di un eventuale carico contaminante da parte dell'ambiente, come può verificarsi ad esempio in laboratori o in impianti siderurgici.

Portata effettiva attraverso il filtro

Tale portata può essere temporaneamente maggiore di quella massima erogata dalla pompa, ad esempio per la presenza di cilindri differenziali o di linee di ritorno provenienti da più circuiti.

Perdita di carico raccomandata a cartuccia pulita e alla viscosità d'esercizio (corpo più cartuccia):

Filtri in mandata senza by-pass:	circa 1,0 bar
Filtri in mandata con by-pass:	circa 0,5 bar
Filtri sul ritorno:	circa 0,3 ÷ 0,5 bar

Pressione differenziale ammissibile della cartuccia

Deve corrispondere alle condizioni del sistema nel punto di montaggio del filtro.

Compatibilità dei materiali del filtro

Nei confronti del fluido impiegato nel sistema.

Pressione di calcolo del corpo del filtro

Deve essere scelta in modo da assicurare la resistenza meccanica nel tempo del corpo del filtro.

Scelta dell'esecuzione del filtro

Tipo d'indicatore d'intasamento da montare (ottico, elettrico, elettronico). Nei filtri sulla mandata che funzionano da filtri di protezione non montare mai valvole di by-pass.

Temperatura d'esercizio o temperatura di calcolo

Consente di risalire alla viscosità in esercizio del fluido, fattore importante per la scelta della grandezza del filtro.

6.1 DETERMINAZIONE DELLA FINEZZA DI FILTRAZIONE

La classe di contaminazione per l'intero impianto si basa sulla classe di contaminazione richiesta dal componente più sensibile, presente nel sistema, che determina quindi la finezza di filtrazione globale.

Per raggiungere una certa classe di contaminazione occorre impiegare cartucce con finezza di filtrazione assoluta ($\beta \geq 100$).

La scelta della finezza di filtrazione adatta e delle cartucce necessarie può essere effettuata secondo la tabella 18.

Tipo di componente	Classe di contaminazione secondo		Finezza assoluta di filtrazione raccomandata in μm
	NAS163	ISO DIS 4406	
Pompe ad ingranaggi	10	19/15	20
Cilindri	10	19/15	20
Distributori	10	19/15	20
Valvole di sicurezza	10	19/15	20
Valvole di strozzamento	10	19/15	20
Pompe a pistoncini	9	18/14	10
Pompe a palette	9	18/14	10
Valvole di controllo pressione	9	18/14	10
Valvole proporzionali	9	18/14	10
Servovalvole	7	17/13	5
Servocilindri	7	17/13	5

Tab.18 - Finezza di filtrazione assoluta raccomandata per diversi tipi di componenti

7 BILANCIO TERMICO E DETERMINAZIONE DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

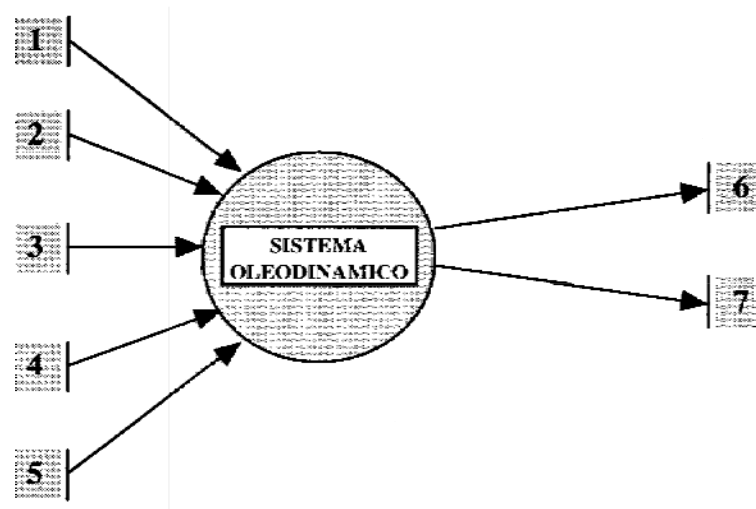
La temperatura del fluido è influenzata da:

- potenza dissipata
- ubicazione del sistema
- superficie di componenti disperdenti (serbatoi).

La temperatura ammissibile per il fluido dipende da:

- tipo di fluido
- requisiti imposti al sistema oleodinamica.

In base ai parametri e alla temperatura ammissibile per il fluido si deve impostare il bilancio termico tenendo conto dei diversi elementi che vi concorrono (Fig. 41.1).



Immissione di calore dovuta da:

1. riscaldamento e/o ambiente, ad esempio ambiente caldo;
2. potenza dissipata da pompe e motori;
3. potenza dissipata da trafilamenti interni;
4. potenza dissipata da strozzatori (valvole proporzionali e servovalvole);
5. potenza dissipata da resistenze idrauliche.

Sottrazione di calore dovuta a:

6. componenti, specialmente serbatoi;
7. scambiatori di calore attivi.

Fig. 41.1 - Bilancio termico di sistemi oleodinamici

7.1 SCAMBIATORE DI CALORE

Durante il percorso dell'olio dalla centralina agli utilizzatori e nel suo ritorno al serbatoio, molteplici sono le cause che determinano una trasformazione d'energia meccanica o idraulica in calore, che avviene principalmente per attrito nel liquido stesso e fra l'olio e le pareti interne dei tubi e delle apparecchiature oleodinamiche; fra tali perdite notevole è la quantità di calore che si produce nel passaggio dell'olio attraverso le valvole riduttrici di pressione e quelle regolatrici di portata. Essendovi la dispersione naturale di calore sia dalle pareti delle tubazioni sia, principalmente, dalle pareti del serbatoio di contenimento dell'olio, il calore prodotto dalle cause prima accennate può essere trascurato, ai fini del dimensionamento dello scambiatore di calore e, nelle centraline in cui non vi sia nessun'altra fonte di calore, questo può essere indispensabile al mantenimento della temperatura ottima di $45 \div 55^{\circ}\text{C}$; pertanto non dovrà prevedersi nessuno scambiatore di calore (figure 35.1÷35.5). La causa principale di produzione di calore, di cui si deve necessariamente tenere conto per la determinazione dell'idoneo scambiatore, è costituita dalla parzializzazione della portata della pompa ottenuta con lo scarico, periodico o continuo, di tutta o parte della portata attraverso una valvola di regolazione della pressione collegata in derivazione sulla tubazione di mandata (figg. 35.6 35.7 e 35.13). Per la determinazione dello scambiatore di calore occorre quindi calcolare la quantità di calore che deve essere smaltito e inoltre deve essere considerato il valore della portata Q per la scelta d'idonee dimensioni di passaggio che non siano causa d'eccessive perdite di carico.

7.2 FONDAMENTI DI CALCOLO

Energia, lavoro e calore sono grandezze fisiche omogenee ed esprimibili con le stesse unità di misura SI (tabella 19).

$$\text{con } 1 \text{ Nm} = \frac{1}{9,81} \text{ kpm} = 0,102 \text{ kpm}$$

Flusso energetico, potenza e flusso termico sono definiti come energia, lavoro e calore per unità di tempo.

$$\text{Potenza} = \frac{\text{lavoro}}{\text{tempo}} = \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = \frac{1}{9,81} = \frac{\text{kpm}}{\text{s}} = 1 \text{ W}$$

$$\text{Flusso termico} = \frac{\text{quantità di calore}}{\text{tempo}} = \frac{\text{J}}{\text{s}} = 0,86 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Conoscendo la potenza N in kW (11) del motore di comando della pompa, si determina in quale percentuale e per quanto tempo essa non è trasformata in lavoro utile e, servendosi della (15), si ricava l'equivalente in Joule dell'energia non utilizzata:

$$1 \text{ kWh} = 3,6 \times 10^6 \text{ J} \quad (15)$$

	J	KJ	KWh	Kcal	Kpm
1J (= 1Nm = 1Ws)	1	0,001	$2,78 \times 10^{-7}$	$2,39 \times 10^{-4}$	0,102
1KJ =	1.000	1	$2,78 \times 10^{-4}$	0,239	102
1kwh =	3.600.000	3.600	1	860	367.000
1Kcal =	4.200	4,2	0,00116	1	427
1Kpm =	9,81	0,00981	$2,72 \times 10^{-6}$	0,00234	1

Tab. 41.1 - Tabella di conversione delle unità di energia, lavoro, calore

7.3 SOTTRAZIONE DI CALORE CON SCAMBIATORI TERMICI

La quantità di calore che si produce nei sistemi oleodinamici in conseguenza delle dissipazioni di potenza va eliminata mediante scambiatori di calore attivi. Nel bilancio si può tener conto della quantità di calore dispersa dal serbatoio.

7.3.1 SERBATOIO COME SCAMBIATORE DI CALORE

Il più semplice scambiatore termico è il serbatoio. Indicando con T_B la temperatura del serbatoio e con T_U la temperatura dell'aria nell'ambiente, vale la relazione:

$$Q = k \cdot A (T_B - T_U) \quad (26)$$

Poiché normalmente sia l'olio sia l'aria hanno modeste velocità e lo spessore delle pareti è relativamente grande, il coefficiente di trasmissione termica k è basso. Nel caso di aria ferma e piccola velocità del fluido si ha $k = 0.012 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Prove sperimentali hanno dimostrato che come valore di A si deve considerare solo la superficie bagnata dall'olio. Per i serbatoi a norma DIN 24336 le superfici e le potenze asportabili sono raccolte in Tabella 20. Con una differenza di temperatura di **30 K** il flusso termico ceduto da un serbatoio all'aperto è di circa **0,36 kW/m²**. Anche tubazioni e componenti di impianti grandi e voluminosi costituiscono degli scambiatori termici. La quantità di calore da essi ceduta può essere determinata come per i serbatoi, ma normalmente non è inclusa nel bilancio termico.

GN serbatoio	A in m2	$\Delta T = 20 \text{ K}$	$\Delta T = 30 \text{ K}$	$\Delta T = 40 \text{ K}$
63	0,89	0,21	0,32	0,42
100	1,16	0,28	0,42	0,56
160	1,58	2,38	0,57	0,76
250	2,12	0,51	0,76	1,02
400	2,98	0,72	1,07	1,44
630	3,91	0,94	1,41	1,88
800	4,75	1,14	1,71	2,28
1000	5,4	1,30	1,94	2,60

Tab. 14.2 - Potenza termica asportabile dal serbatoio P_B in kW con $k = 0,012 \text{ kW/m}^2 \text{ K}$

7.3.2 SCAMBIATORI DI CALORE ATTIVI

Per scambiatori di calore attivi nei sistemi oleodinamici s'intendono i dispositivi di raffreddamento descritti alle pag. Il valore della potenza di raffreddamento necessaria per lo scambiatore termico risulta dal bilancio termico dell'intero sistema oleodinamico.

La quantità di calore Q immessa nel sistema dalle perdite di potenza deve essere uguale a quella sottratta al sistema attraverso scambiatori e serbatoi.

Vale la relazione:

$$Q = Q_{AB} + Q_{AW}$$

In pratica nel calcolo delle potenze dissipate nei sistemi oleodinamici si tiene conto per lo più solo delle perdite risultanti da trafilamenti interni di pompe, motori ed eventualmente valvole, nonché delle perdite per strozzamento dovute alle valvole proporzionali e alle servovalvole.

In molti casi, specialmente alla presenza di serbatoi molto piccoli, la quantità di calore dispersa dal serbatoio è trascurata.

Anche nel caso di grandi serbatoi installati in locali non arieggiati, che pertanto non possono cedere calore all'ambiente, non si tiene conto nel calcolo del calore ceduto dal serbatoio.

In queste condizioni può addirittura verificarsi il caso che il serbatoio e le tubazioni immettano calore nel sistema oleodinamico.

I costruttori degli scambiatori di calore forniscono, per ciascun tipo, il valore degli Joule che esso può smaltire in base alla superficie utile e al relativo coefficiente di trasmissione; inoltre è indicato anche il rapporto tra la portata di olio e quella di acqua.

Diagrammi appositi consentono di individuare rapidamente lo scambiatore di calore per determinati valori di portata e di potenza non utilizzata.

A ciascun tipo di scambiatore indicato sul diagramma corrispondono delle dimensioni che sono riportate nei relativi cataloghi.

Nelle installazioni mobili o dove non è disponibile dell'acqua vengono anche usati degli scambiatori di calore a radiatore muniti di ventilatore di convogliamento dell'aria.

Gli scambiatori di calore debbono essere installati esclusivamente sulla tubazione di ritorno al serbatoio, essendo normalmente costruiti per una pressione massima di $8\div 10$ daN/cm², e devono essere provvisti di valvola di ritegno per il by-pass onde evitare sovraccarichi, di un filtro a rete sulla tubazione di alimentazione dell'acqua e di una valvola termostatica per la regolazione automatica della portata di acqua, in relazione alla temperatura dell'olio nel serbatoio.

7.4 REGOLAZIONE DEL BILANCIO TERMICO

Nei sistemi oleodinamici semplici con potenze installate modeste è sufficiente il serbatoio come scambiatore di calore per asportare dal sistema la potenza dissipata.

Nelle centrali oleodinamiche con pompe a regolazione di pressione il drenaggio della pompa è spesso inviato ad uno scambiatore olio-aria integrato nella lanterna di accoppiamento motore-pompa (Fig. 41.2).

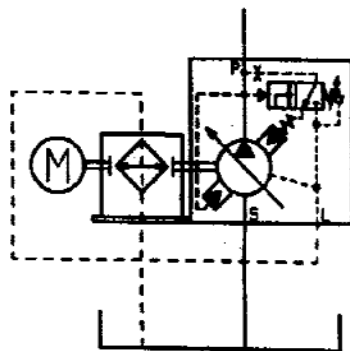


Fig. 41.2 - Schema di collegamento di un gruppo motopompa con scambiatore olio-aria

Al crescere dei requisiti imposti al sistema oleodinamico aumenta anche l'esigenza di una temperatura costante dell'olio. Nella progettazione dei sistemi oleodinamici occorre perciò tenere presente questa necessità. Sono pertanto necessari sistemi di controllo della temperatura mediante termostato che agisca su apposita valvola di immissione acqua allo scambiatore di calore (Fig. 41.3) o inserisca l'azionamento della ventola se si tratta di scambiatore ad aria.

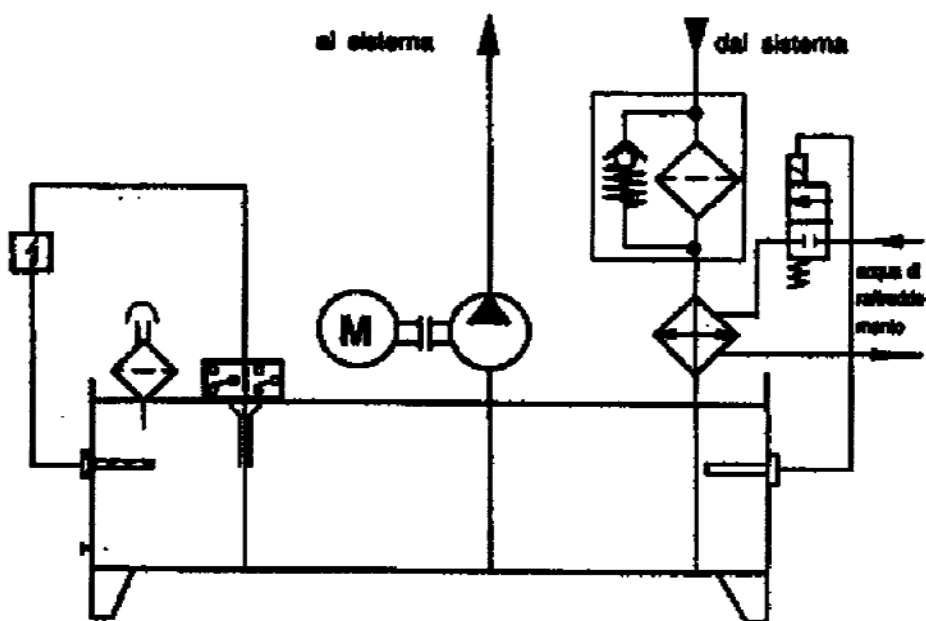


Fig. 41.3 - Schema di un circuito di raffreddamento con comando tutto-niente

7.4.1.1 Immissione di calore ottenuta mediante riscaldamento

Per soddisfare l'esigenza di una temperatura quanto più possibile costante del fluido idraulico può essere necessario immettere energia nel sistema mediante appositi scambiatori di calore. In generale a questo scopo si converte energia elettrica in energia termica, che è poi fornita al fluido.

In casi eccezionali s'impiega anche acqua calda o vapore. Impiegando energia elettrica vi sono due possibilità:

- inserimento di resistenze corazzate nel serbatoio
- inserimento di riscaldatori a flusso continuo in un circuito separato di riscaldamento-filtrazione-raffreddamento.

Montando resistenze corazzate nel serbatoio occorre accertarsi che la quantità di calore ceduta dalla superficie della guaina non superi **0,7 W/cm²** per impedire un'alterazione locale dell'olio. Nei riscaldatori a flusso continuo il carico termico superficiale può essere di **2 W/cm²** purché sia costantemente garantita una portata d'olio minima, tale da impedire il surriscaldamento locale. Nei sistemi oleodinamici i dispositivi di riscaldamento funzionano praticamente senza perdite poiché l'energia è trasferita completamente all'olio.

Per inserire il riscaldamento, quando la temperatura del fluido scende si applica tensione ad una resistenza di riscaldamento tramite un termostato elettrico.

La resistenza riscalda localmente il fluido attraverso una guaina di protezione.

La potenza riscaldante non deve superare **0,7 W/cm²** per impedire un'alterazione locale dell'olio minerale.

Sia per il raffreddamento sia per il riscaldamento si può sfruttare l'isteresi del termostato per l'inserzione e per la disinserzione.

La temperatura oscilla in questo caso di + 3- 8°C. Per poter meglio regolare il flusso del liquido di raffreddamento, al posto della valvola termostatica sul circuito ad acqua con funzionamento aperto/chiuso si può impiegare una valvola con funzionamento proporzionale, tenendo presente che essa ha una caratteristica di regolazione migliore, anche se in certe condizioni lascia passare una portata d'acqua ridotta, quindi le particelle in sospensione nell'acqua possono decantare e provocare problemi.

Impiegando valvole dell'acqua di raffreddamento a funzionamento aperto/chiuso occorre controllare se la chiusura istantanea della valvola può provocare problemi ed eventualmente installare valvole con chiusura ammortizzata.

Un'altra forma di regolazione della temperatura in un sistema oleodinamico parte dal presupposto che la portata d'olio di ritorno sia troppo elevata per poterla filtrare e/o raffreddare per intero.

Perciò negli impianti oleodinamici il riscaldamento, la filtrazione e il raffreddamento si effettuano spesso con un circuito separato.

8 MESSA IN MARCIA DEGLI IMPIANTI OLEODINAMICI

8.1 LAVAGGIO PREVENTIVO E PREPARATIVI PER LA MESSA IN FUNZIONE

Negli impianti nuovi, per quanto accurato sia il montaggio, possono essere presenti sostanze estranee che, se l'impianto fosse messo in funzione senza rimuoverle, potrebbero provocare danni alle apparecchiature.

È evidente la necessità di sottoporre i nuovi impianti ad un lavaggio preventivo, tanto più se sono complessi e con notevole sviluppo delle tubazioni.

8.1.1 PREPARAZIONE AL LAVAGGIO

Cortocircuitare tutti gli attuatori, collegando l'alimentazione con lo scarico.

Nel caso che tutte le apparecchiature siano centralizzate, predisporre, in fase di montaggio, delle tubazioni che colleghino la centralina alle utilizzazioni ed un collettore provvisorio al quale faranno capo tutte le tubazioni di ritorno dagli attuatori.

Si evita che l'olio ritorni al serbatoio attraversando le apparecchiature installate sulla centralina.

Sul collettore, prima del suo ingresso nel serbatoio, dovrà essere inserito un filtro micronico, utilizzando eventualmente quello installato sulla centralina.

Se, invece, le apparecchiature sono montate separatamente sulla macchina, oltre agli attuatori, dovranno essere cortocircuitate anche tutte le diverse apparecchiature.

Battere leggermente su tutte le tubazioni in modo da provocare il distacco delle scorie od eventuali trucioli. Il filtro micronico installato sullo scarico deve avere una capacità pari ad almeno il doppio della portata della pompa.

8.1.2 LAVAGGIO

Immettere nel serbatoio un olio molto fluido, avente viscosità pari a $2,5 \div 3,5$ °E a 38 °C.

Se esiste la possibilità che non tutto il fluido di lavaggio possa essere scaricato dall'impianto, è necessario utilizzare un fluido compatibile chimicamente con quello d'esercizio. Se esistono, isolare gli accumulatori dal circuito.

Aprire tutti i rubinetti o le strozzature che possono costituire punti di raccolta delle impurità. Iniziare a fare circolare l'olio di lavaggio. Il tempo occorrente non è facilmente predeterminabile; in media sono necessarie 30 ÷ 40 ore.

Tuttavia è bene regolarsi in base alla diminuzione dell'entità dei depositi nei filtri, il cui grado d'intasamento deve essere verificato periodicamente.

A lavaggio ultimato, scaricare con cura l'olio di lavaggio dall'impianto, preferibilmente quando è ancora caldo.

Aprire e pulire accuratamente l'interno del serbatoio. Smontare e pulire il filtro d'aspirazione.

Sostituire la cartuccia del filtro micronico, pulendone il contenitore.

8.1.3 RIEMPIMENTO SERBATOIO

Dopo averne accuratamente pulito le parti interne, usando stracci che non si sfilaccino, riempire il serbatoio con il fluido idraulico prescritto.

Effettuare il riempimento attraverso la bocca di carico, che deve essere provvista di una rete per il filtraggio delle impurità; meglio ancora se si utilizza un apposito gruppo di caricamento con filtrazione. È opportuno ed utile applicare, sul coperchio od in prossimità della bocca di carico, una targhetta con l'indicazione del tipo di fluido da usare.

8.1.4 CONDIZIONI DI MONTAGGIO

Prima della messa in funzione controllare le condizioni di montaggio del motore, della pompa e degli attuatori; verificare la corrispondenza allo schema dei collegamenti delle apparecchiature.

8.1.5 COLLEGAMENTI ELETTRICI

Controllare se la tensione e la frequenza d'alimentazione corrispondono ai dati indicati sulle targhette dei motori elettrici e delle apparecchiature elettroidrauliche.

8.2 AVVIAMENTO DELLE POMPE

L'importanza di un buon avviamento della pompa può essere facilmente compresa se si tiene presente che la lubrificazione dei vari organi interni è affidata allo stesso fluido idraulico del circuito.

All'istante iniziale ci si trova, per quanto riguarda la lubrificazione, nelle condizioni più sfavorevoli.

È sempre buona norma, quindi, riempire il corpo delle pompe, nuove o revisionate, con olio anche durante il loro deposito in magazzino. In tale modo si garantisce almeno l'esistenza di un velo d'olio per la lubrificazione iniziale.

Tutto ciò è valido anche per i motori idraulici, poiché essi hanno principi costruttivi e di funzionamento analoghi a quelli delle pompe. Prima dell'avviamento assicurarsi che:

- il fluido nel serbatoio sia al giusto livello;
- tutti i raccordi sul lato aspirazione e mandata siano serrati e che l'aspirazione sia libera; attenzione quindi ad eventuali rubinetti inseriti sul tubo d'aspirazione;
- il senso di rotazione del motore elettrico coincida con quello previsto per la pompa.

8.2.1 POMPE A PALETTE

Avviare il motore elettrico ad impulsi, orientativamente della durata di un secondo, in rapida successione, in modo da facilitare la fuoriuscita delle palette.

L'innesco della pompa è indicato, oltre che da un eventuale manometro inserito sulla mandata, dal cambiamento del rumore generato dalla pompa che diventa più silenziosa.

Prima di raggiungere la velocità di regime assicurarsi che la pompa sia innescata. Se dopo alcuni tentativi d'avviamento la pompa non accenna ad erogare, arrestarla per non compromettere gli organi interni per mancanza di lubrificazione.

In tale caso controllare che l'olio non sia a temperatura troppo bassa o di viscosità non adatta.

Successivamente procedere allo smontaggio della pompa e verificare che le palette siano libere di scorrere nelle cave del rotore.

8.2.2 POMPE A PISTONI

Prima dell'avviamento riempire, attraverso l'attacco superiore di drenaggio, il corpo della pompa mediante il fluido usato nel circuito.

Per facilitare l'espulsione dell'aria racchiusa nel corpo, fare ruotare a mano la pompa in ambedue i sensi.

Con le pompe a cilindrata variabile, regolare la stessa ad un valore corrispondente al 40% della massima.

Le pompe a pistoncini devono essere avviate senza carico; pertanto nei tipi col compensatore di pressione allentare al massimo la vite di taratura del medesimo.

Controllare che il tubo di drenaggio sia a scarico libero.

8.3 ESPULSIONE DELL'ARIA DAL CIRCUITO

L'aria racchiusa nel circuito, a causa della sua comprimibilità, dà origine a vibrazioni, rumore, funzionamento difettoso, usura accelerata delle apparecchiature. Per questi motivi è necessario, durante l'avviamento di un impianto, fare in modo di spurgare tutta l'aria dal circuito.

Esistono delle apposite valvole di sfiato d'aria che, inserite preferibilmente sulla mandata della pompa, facilitano lo spurgo dell'aria (figg.42.1, 42.2 e 42.3).

Tuttavia l'aria racchiusa nelle tubazioni può essere eliminata allentando i raccordi dislocati nelle parti più alte del circuito.

Bisogna tenere presente che l'aria si raccoglie sempre verso l'alto e, pertanto, può essere utile prevedere un rubinetto di spurgo, o dei raccordi di controllo, nella parte più alta dell'impianto.

All'avviamento i pistoncini di tutti i cilindri devono essere in posizione completamente rientrata. L'aria racchiusa nei cilindri può essere eliminata allentando le apposite valvoline di sfiato od i raccordi di collegamento.

Per essere sicuri di avere eliminato completamente tutta l'aria, è bene fare compiere più corse ai pistoncini, mantenendo gli spurghi aperti.

Fare attenzione che, in particolari condizioni d'installazione, l'aria inviata dal pistoncino nella tubazione di ritorno, può ritornare dentro al cilindro nella fase successiva.

Pertanto, poiché non è possibile fare passare nei tubi una portata continua, come nel caso dei motori, lo spurgo dell'aria dai cilindri va fatto con particolare cura.

Dopo avere espulso l'aria dalle tubazioni e dai cilindri, controllare il livello del fluido nel serbatoio, e, se necessario, ripristinarlo.

8.4 VALVOLA DI SFIATO ARIA

La valvola di sfiato (Fig. 42.1) resta aperta finché l'aria è totalmente eliminata e si chiude immediatamente quando l'olio raggiunge la medesima. L'operazione di chiusura avviene automaticamente senza perdite d'olio. Per il montaggio, il lato entrata è da collegare alla condotta di mandata, mentre quello d'uscita al serbatoio (Fig. 42.2). Per lo spurgo generale dell'impianto, la valvola di sfiato aria deve essere installata nel punto più alto (Fig. 42.3).

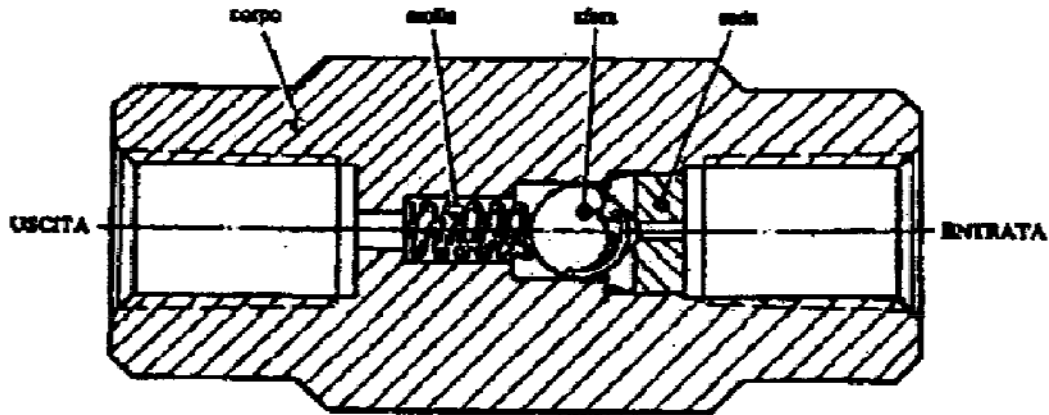


Fig. 42.1

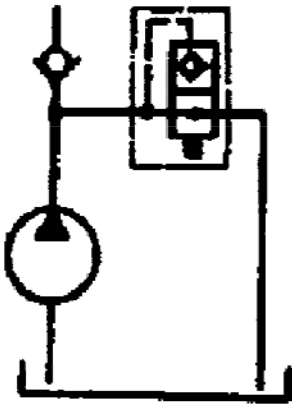


Fig. 42.2

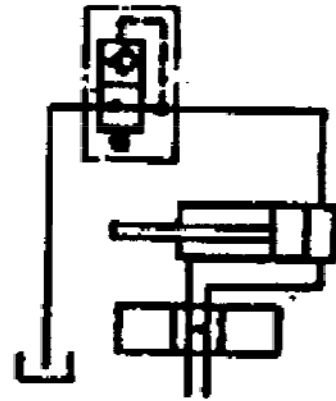


Fig. 42.3

8.5 TARATURA DELLE VALVOLE

8.5.1 VALVOLE DI SICUREZZA

- Predisporre il circuito in modo che tutta la portata della pompa scarichi attraverso la valvola di sicurezza;
- Agendo sull'apposito volantino di taratura, stabilire nel circuito la pressione richiesta, controllando il valore sul manometro;
- A taratura effettuata bloccare il volantino in posizione serrando il controdado.

Nel caso che durante le operazioni di taratura, la pressione non sale od è pulsante, eseguire i seguenti controlli:

- Se la valvola di sicurezza è munita di pilotaggio elettromagnetico, assicurarsi che la relativa elettrovalvola sia correttamente posizionata;
- Smontare la parte superiore della valvola di sicurezza assicurandosi che il pistoncino pilota sia a tenuta sulla propria sede e che il foro capillare nel pistone principale non sia ostruito;

- Nel caso di pulsazioni o vibrazioni, quando esiste un pilotaggio a distanza, inserire eventualmente nel tubo di collegamento, una strozzatura costituita da una bussola con foro di $1 \div 1,5$ mm e lunghezza di 20 mm, oppure una valvola di ritegno.

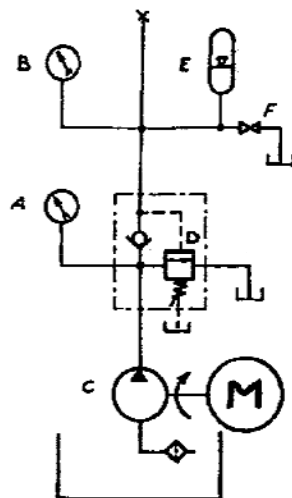


Fig. 42.4

Valvole di sicurezza e scarico (Fig. 42.4)

- Predisporre il circuito in modo che la pompa (C) sia collegata all'accumulatore (E), già precaricato d'azoto, ed isolata dal resto del circuito.
- Inserire due manometri, uno a monte (A) ed uno a valle (B) della valvola di sicurezza e scarico (D); il manometro (B) indica la pressione nel circuito; il manometro (A) permette invece di controllare se la valvola (D) è aperta e se la portata va a scarico.
- Riempire l'accumulatore; quando la valvola (D) si apre, il manometro (A) scende a zero, mentre contemporaneamente (B) indica il valore della pressione di taratura delle valvole (D).
- Aprire il rubinetto (F) e svuotare l'accumulatore; la pressione nell'accumulatore scende e lo si rileva sul manometro (B).
- Controllare su (B) il valore di pressione a cui la pompa è reinserita nel circuito; tale valore deve essere l'85% della pressione di taratura.
- Ripetere più volte l'operazione, regolando ogni volta il valore di taratura della valvola (D), fino ad ottenere il valore desiderato.
- Effettuare la regolazione, bloccare il controdado della vite di regolazione.

8.5.2 VALVOLE DI SEQUENZA

Vedere quanto già illustrato nel capitolo 23.2 con relativo schema (Fig. 23.2).

8.5.3 VALVOLE RIDUTTRICI DI PRESSIONE

- Inserire un manometro a monte ed uno a valle della valvola.
- Inviare la pressione al lato entrata e controllare con il manometro a monte che tale pressione sia superiore di almeno 10 bar a quella ridotta desiderata.
- Allentare o chiudere molto lentamente il volantino sino a leggere la pressione ridotta desiderata sul manometro a valle.
- Bloccare il volantino con l'apposito controdado.

8.6 TARATURA DEI PRESSOSTATI

Pressostati collegati con raccordo di controllo in derivazione (Fig. 42.5).

- Chiudere il rubinetto di sezionamento (A).

- Inserire, per mezzo dell'apposito attacco P-CEK (B), l'apparecchio di taratura (D), costituito da una pompa a mano completa di manometro.
- Caricare al massimo la molla di reazione tramite l'apposita vite.
- Sconnettere il pressostato dal circuito elettrico e servirsi di un segnalatore a pila, acustico o visivo, inserendolo tra i morsetti del microinterruttore ai quali erano collegati i fili del circuito elettrico.
- Immettere pressione, controllando che il valore, letto sul manometro della pompa a mano, coincida con quello a cui si deve tarare il pressostato.
- Scaricare la molla sino al punto in cui si ha la variazione del segnale.
- Dopo avere bloccato la vite di regolazione, scaricare la pressione ed immetterla nuovamente, per verificare il valore della taratura.
- Scaricare la pressione e scollegare il gruppo di taratura.

8.6.1 PRESSOSTATI COLLEGATI DIRETTAMENTE

- Inserire, all'entrata della pressione, un manometro di controllo od eventualmente servirsi di altri manometri già previsti nell'impianto.
- Tarare la valvola di sicurezza ad un valore pari alla pressione di regolazione del pressostato.
- Caricare al massimo la molla di reazione azionando l'apposita vite.
- Sconnettere il pressostato al circuito elettrico e servirsi di un segnalatore a pila, come nel caso illustrato precedentemente.
- Immettere la pressione, controllando per mezzo del manometro che il valore coincida con quello di taratura del pressostato.
- Allentare gradualmente la vite, scaricando la molla, sino ad ottenere la variazione del segnale.

Dopo avere bloccato la vite di regolazione, togliere la pressione ed immetterla nuovamente per verificare il valore tarato.

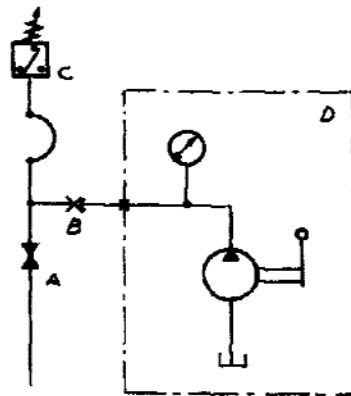


Fig. 42.5

8.7 PRECARICA DEGLI ACCUMULATORI

Gli accumulatori oleopneumatici possono essere forniti precaricati con azoto secondo due modalità:

- pregonfiati alla pressione P prevista per il funzionamento dell'impianto;
- pregonfiati ad una pressione di 5 bar, per il deposito in magazzino ed il trasporto.

Prima dell'avviamento dell'impianto si deve quindi procedere alla verifica od al gonfiaggio degli accumulatori.

8.7.1 VERIFICA

- Accertarsi che l'accumulatore non sia in pressione dal lato olio, chiudendo il rubinetto di sezionamento ed aprendo quello di messa a scarico.
- Togliere il tappo di chiusura lato azoto ed avvitare l'apposito apparecchio di controllo.
- Leggere sul manometro se la pressione P corrisponde a quella prevista per il normale funzionamento dell'impianto.

8.7.2 GONFIAGGIO DELLA SACCA

- Vedere i primi due punti del paragrafo precedente.
- Collegare la bombola d'azoto all'accumulatore, tramite l'apposito attacco previsto sull'apparecchio di precarica.
- Aprire il rubinetto della bombola e caricare l'accumulatore, fino a leggere la pressione desiderata.

8.8 REGOLAZIONE DEGLI INDICATORI DI LIVELLO ELETTRICI

Allo scopo di rendere massima l'affidabilità di un impianto oleodinamico è necessaria un'accurata regolazione dei sistemi di controllo del livello del fluido nel serbatoio.

Per ottenere ciò, occorre disporre l'impianto nella condizioni di riposo e con i cilindri in posizione di stelo rientrato. Si riempie quindi il serbatoio fino a 10 mm sotto il livello massimo d'allarme.

Questa regolazione consente di accorgersi, in breve tempo, di un eventuale ingresso d'acqua nel serbatoio tramite il circuito di raffreddamento.

La regolazione del livello minimo d'allarme, si effettua disponendo l'impianto con gli steli dei cilindri completamente fuori.

Si regola il livello elettrico minimo d'allarme appena al di sotto di tale livello minimo fisiologico dell'impianto.

Tale regolazione consente di individuare al più presto possibile, le piccole fughe dall'impianto e segnala tempestivamente la necessità di un rabbocco.

Il livello minimo di blocco deve essere regolato a 10 ÷ 20 mm al di sotto del livello minimo d'allarme, per arrestare le pompe nel caso di rottura di una tubazione.

Si riduce così al minimo la perdita d'olio, nel caso di una rottura improvvisa.

9 MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI OLEODINAMICI

Le procedure di manutenzione comprendono il controllo costante degli impianti e l'insieme dei lavori di riparazione e di revisione che sono necessari per assicurare il funzionamento regolare degli impianti produttivi e dei relativi servizi adeguatamente alle esigenze ed alla durata del ciclo di produzione, collaborando simultaneamente alla riduzione del costo di produzione.

9.1 SCELTA DEL SISTEMA DI MANUTENZIONE

AmMESSO che il sistema di manutenzione da adottare debba soddisfare alla definizione precedentemente esposta, il problema della scelta di tale sistema non risulta a priori sempre facilmente determinabile. Un sistema efficientemente organizzato e molto esteso, che consenta di contemplare le esigenze di manutenzione di tutte le apparecchiature installate, può non risultare, infatti, il migliore per la notevole incidenza di mano d'opera e per la richiesta di mettere periodicamente fuori servizio l'impianto. A questo proposito sarà opportuno mettere in evidenza come, negli impianti a funzionamento di base, la loro messa fuori servizio può essere determinata esclusivamente da necessità di manutenzione del macchinario. L'incidenza di tali periodi di fuori servizio rappresenta, in questo caso, la chiave economica nel sistema della manutenzione dell'impianto. Il servizio di manutenzione deve essere organizzato in modo da soddisfare alle seguenti esigenze:

- aumentare la durata degli impianti nei limiti di una loro vita economica;
- aumentare la sicurezza d'esercizio;
- garantire una buona efficienza di tutto l'impianto;
- ridurre i fuori servizio programmati e non programmati;
- ridurre i costi di manutenzione rispettando lo scopo finale di riduzione del costo del prodotto;
- ridurre le ispezioni richiedenti l'apertura di macchinari;
- ridurre la necessità di installare macchine di riserva;
- selezionare e quindi ridurre la consistenza di parti di riserva a magazzino;
- ridurre l'incidenza dei lavori di manutenzione straordinaria.

Diversi sono i gradi ed i criteri coi quali può essere organizzata la manutenzione di uno stabilimento. Si possono tuttavia riconoscere due tipi fondamentali che chiameremo "**Manutenzione di pronto intervento**" e "**Manutenzione preventiva**". Questi due tipi di manutenzione di norma coesistono in uno stesso impianto essendo tuttavia applicati ad apparecchiature o impianti diversi e in misura diversa.

a) Manutenzione di pronto intervento

Segue il criterio di mantenere in servizio il macchinario e le parti dell'impianto per intervenire solo quando si verificassero guasti o evidenti necessità di revisioni. Non sono generalmente predisposti programmi d'ispezioni e manutenzione per prevenire inconvenienti od irregolarità di funzionamento. Questo sistema, ovviamente, non fornisce garanzia di disponibilità e sicurezza dell'impianto. Gli stati d'emergenza e le frequenti riparazioni del macchinario costituiscono la condizione normale. L'adozione di questo sistema può essere comunque economicamente giustificata per macchinario di secondaria importanza e non legato ad esigenze d'esercizio, oppure a macchinario di notevole importanza il cui ritmo di lavoro continuativo e pressato non consenta fermate a priori.

Possiamo affermare che la manutenzione di pronto intervento interviene sempre dopo che le avarie si sono autosegnalate, o per avere provocato arresto dell'impianto, o per aver dato segni fisici tali da imporsi al personale.

b) Manutenzione preventiva

Segue il criterio di prestabilire o rilevare il periodo critico che precede un guasto, la possibilità d'irregolare funzionamento, od altra causa di possibile arresto della macchina. In questo periodo dovranno essere intraprese le revisioni per ripristinare l'efficienza della parte interessata. Il periodo critico potrà essere stabilito attraverso lo studio e l'analisi dei seguenti elementi:

- predeterminandolo in base alle ore di funzionamento trascorse dopo l'ultima messa a punto o revisione
- individuandolo a seguito d'ispezioni e controlli periodici;
- individuandolo dall'esame dell'andamento delle curve di tendenza di parametri significativi.

In questo modo le indicazioni di larga massima ottenibili dai bollettini descrittivi, dai disegni o dai libri d'istruzione forniti dal costruttore potranno essere efficacemente integrate dal controllo continuo dell'insorgere o dall'andamento d'irregolarità o di parametri significativi. Sarà così possibile fornire un giudizio sul comportamento delle condizioni interne della macchina come: aumenti d'intensità delle vibrazioni, irregolari surriscaldamenti, variazioni negli assorbimenti di corrente, variazioni di valori di pressioni, portate, rendimenti e consumo del fluido in circolazione. La manutenzione preventiva si baserà pertanto fondamentalmente su di un programma di manutenzione proposto in base all'esperienza ed agli elementi forniti dai costruttori ed integrato dalla creazione di un sistema di controllo ed ispezione del macchinario durante l'esercizio. La prassi organizzativa di un programma di manutenzione preventiva è oltremodo variabile da caso a caso; in genere occorre:

- classificare razionalmente gli impianti, schedando il macchinario ed identificandolo con numeri progressivi;
- redigere programmi d'ispezione, basati sia sulla conoscenza del comportamento nel passato delle macchine, sia sull'esperienza d'altri impianti simili, sia sugli eventuali suggerimenti dei costruttori. I programmi vanno redatti tenendo ben presente l'importanza, ai fini produttivi, delle varie macchine;
- programmare nel tempo le ispezioni ed i controlli.

La pratica dell'applicazione della manutenzione preventiva può, come abbiamo detto, essere assai diversificata sotto il punto di vista puramente organizzativo.

9.2 CHE COSA ISPEZIONARE

Le ispezioni vanno limitate a tutto ciò che abbia valore intrinseco o che sia critico per il funzionamento del resto dell'impianto, o che abbia presentato frequenti anomalie o necessità di riparazioni a tutte le parti indispensabili per l'esercizio e prive di doppioni di riserva. Si escluderanno invece dalla manutenzione preventiva tutte quelle parti che, per caratteristiche costruttive, presentano in genere una durata superiore a quella dell'impianto o comunque, anche se soggette a guasti di valore non eccessivo, non possono creare con la loro fermata o irregolarità di funzionamento inconvenienti alla prosecuzione dell'esercizio.

9.3 FREQUENZA DELLE ISPEZIONI

Le ispezioni potranno essere condotte con frequenza giornaliera o settimanale (ed in questo caso vi saranno appositi incaricati che eseguiranno il lavoro di controllo seguendo un'elencazione prefissata e compilando un rapporto giornaliero o settimanale standardizzato) oppure dopo prefissati intervalli di ore di funzionamento. La frequenza sarà comunque prefissata tenendo conto, oltre che delle prescrizioni del costruttore, anche degli elementi ricavati dalla esperienza locale o di altri impianti, della disponibilità a magazzino di parti di riserva o della loro facilità di approvvigionamento, delle opinioni degli incaricati alla esecuzione dei lavori, dell'importanza e dell'età del macchinario, della severità delle condizioni di esercizio, della importanza per la sicurezza dell'impianto e delle possibilità di usura, di danni accidentali e di staratura. Nello specifico settore degli impianti oleodinamici occorre considerare che un sistema correttamente installato e curato nella messa in funzione, assicura una lunga durata senza inconvenienti. La manutenzione degli impianti oleodinamici è fondamentalmente costituita da piccole operazioni che, per essere efficaci devono compiersi con regolarità. E' pertanto importante che tali operazioni di controllo e di verifica siano programmate e riportate su schede macchina, che devono corredare ogni centralina (tab.21). Su tali schede gli addetti alla manutenzione devono riportare gli interventi eseguiti e gli eventuali disservizi riscontrati, ottenendo una cronistoria della vita dell'impianto che può rivelarsi utile nella progettazione di altri impianti simili.

CENTRALINA OLEODINAMICA N										
PROGRAMMA INTERVENTI										
Operazione da effettuare	Frequenza prevista									
Pulizia esterna	Quadrimestrale									
Rabbocco fluido	Quando il livello arriva al minimo									
Sostituzione fluido e pulizia interna	Ogni 5000 ore di lavoro									
Pulizia filtro aspirazione	Bimestrale									
Sostituzione cartucce filtro aria	Trimestrale									
Sostituzione cartucce filtro fluido	Trimestrale									
Controllo precarica accumulatori	Semestrale									
Pulizia filtro acqua	Quadrimestrale									
Pulizia scambiatore di calore	Annuale									
Controllo trafilamento pompe	Semestrale									
Controllo trafilamento valvole distributrici	Annuale									
Controllo temperatura del fluido	Settimanale									

Tab.43.1

Possiamo consigliare le sottoelencate operazioni periodiche:

1) Pulizia esterna

Consente una facile localizzazione di eventuali perdite e l'immediato intervento per eliminarle. In relazione all'ambiente, si può considerare una frequenza quadrimestrale.

2) Rabbocco del fluido

Deve essere effettuato ogni qualvolta il livello scende al minimo. Il rabbocco deve essere effettuato con lo stesso tipo di fluido utilizzato per il primo riempimento dell'impianto il quale deve essere indicato, mediante una targhetta, in prossimità della bocca di carico.

3) Controllo della temperatura del fluido

L'alterazione del fluido in relazione alla temperatura è un motivo d'inquinamento e di degradazione dell'impianto. La formazione dei prodotti di degradazione degli idrocarburi è particolarmente influenzata dal calore: la velocità di ossidazione si può ritenere pressoché costante fino a 60 °C; in seguito raddoppia ad ogni incremento di 10 °C. La presenza di morchie e di sedimenti nell'olio causa un aspetto torbido, e ne segnala lo stato di degradazione.

4) Sostituzione del fluido

Frequenti controlli chimico-fisici, permettono di stabilire lo stato di inquinamento e di usura del fluido ed indicano l'eventuale necessità di sostituzione. La sostituzione deve essere accompagnata da un'accurata pulizia del serbatoio.

5) Controllo dei filtri aria

Deve essere effettuato con frequenza trimestrale, mediante l'eventuale sostituzione della cartuccia. Il periodo di controllo può essere variato, in relazione alle condizioni ambientali.

6) Controllo filtri del fluido

Deve avere frequenza almeno bimestrale; i filtri attualmente in commercio facilitano tale controllo, rendendolo estremamente rapido, essendo dotati di indicatori d'intasamento. Negli impianti con filtri muniti di indicatori elettrici dell'intasamento, portando le segnalazioni di anomalie direttamente nella sala di comando, si annullano le possibilità di mancato intervento, permettendo essi di inserire automatismi per il blocco dell'impianto.

7) Controllo della precarica degli accumulatori

Deve effettuarsi con frequenza trimestrale, utilizzando gli appositi strumenti di controllo della pressione di azoto.

8) Scambiatore di calore

Deve essere pulito ogni anno; la frequenza degli interventi può variare in correlazione con il tipo di acqua impiegato e con l'esperienza diretta di esercizio. Controlli più frequenti devono essere riservati al filtro dell'acqua. Il controllo periodico della temperatura dell'olio indicherà comunque il progressivo decadimento dello scambiatore e la necessità dell'intervento manutentivo.

9) Pompe, valvole di regolazione e valvole distributrici

E' difficile stabilire a priori con precisione la durata media dei componenti, oltre la quale si può ritenere economica la sostituzione.

Però è possibile programmare una serie di collaudi che sono di notevole aiuto per individuare la convenienza dell'intervento.

Di particolare utilità sono le prove di funzionamento, da effettuare sul banco prova.

Tuttavia, volendo procedere ad una verifica razionale, senza smontare le apparecchiature dall'impianto, occorre adottare il metodo seguente: utilizzare un misuratore di portata istantanea, per effettuare dei rilievi periodici sui trafilamenti delle pompe.

Poiché con l'aumentare dell'usura aumenta il trafilamento, conoscendo il valore in l/min di quest'ultimo, e sapendo quale deve essere il suo valore massimo, oltre il quale il rendimento della pompa diventa precario, si può stabilire il periodo della sostituzione per la revisione.

Occorre applicare, su ciascuna centralina, un piccolo pannello secondo lo schema riportato nella Fig. 43.1.

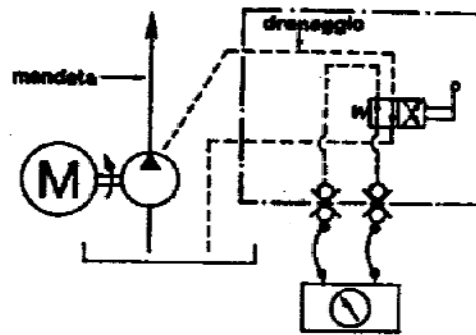


Fig. 43.1

Il distributore, normalmente lascia passare l'olio di trafilamento dalla pompa al serbatoio; posizionandolo manualmente, l'olio è commutato verso gli innesti rapidi e passa perciò attraverso il misuratore di portata. Quest'ultimo, essendo a cassetta trasportabile, verrà di volta in volta allacciato alla centralina mediante innesti rapidi.

Nel caso di pompe senza il collegamento a scarico dei trafilamenti, si potrà adottare un sistema più diretto, cioè quello di misurare la portata effettivamente erogata alla pressione di esercizio prescritta. Questo secondo sistema è possibile utilizzando il circuito rappresentato nella Fig. 43.2. Il rubinetto R deve essere normalmente aperto durante il funzionamento dell'impianto.

Quando si vuole provare la portata erogata, si chiude il rubinetto R, costringendo l'olio ad attraversare la valvola di sicurezza V1, tarata al massimo a 5 bar, ed il distributore D.

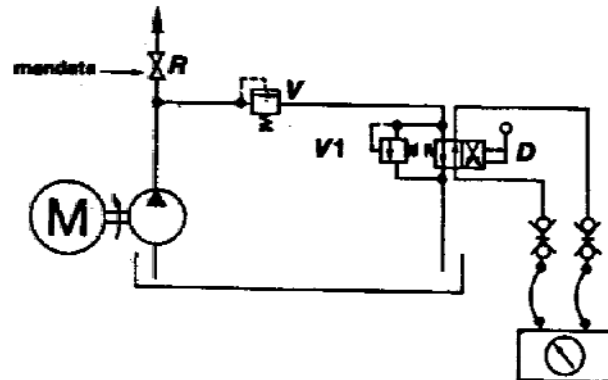


Fig. 43.2

Per un controllo accurato si dovranno effettuare più misurazioni a diversi valori della pressione; riportando su di un diagramma i valori rilevati, si potrà decidere il momento opportuno per la sostituzione della pompa, quando il rendimento raggiunge valori decisamente scarsi, nell'intorno del 50÷60%. Anche per le valvole distributrici non è possibile stabilire una scadenza fissa, circa la loro durata, che è funzione del numero di commutazioni, della portata dell'olio, ma soprattutto della temperatura e del grado di pulizia di quest'ultimo. L'unico metodo per un controllo sistematico è quindi il banco prova oppure una piccola attrezzatura idonea a verificare il trafilamento, il cui valore normale è generalmente fornito dal fabbricante, nei relativi cataloghi. E' sufficiente montare l'elettrovalvola su di una piastra di base, alimentarla con una portata corrispondente al 20÷30% del valore massimo ammesso ed effettuare tre misure del trafilamento sull'attacco T, mediante un contenitore graduato:

- 1) misura con elettrovalvola diseccitata;
- 2) misura con elettromagnete "a" eccitato;
- 3) misura con elettromagnete "b" eccitato.

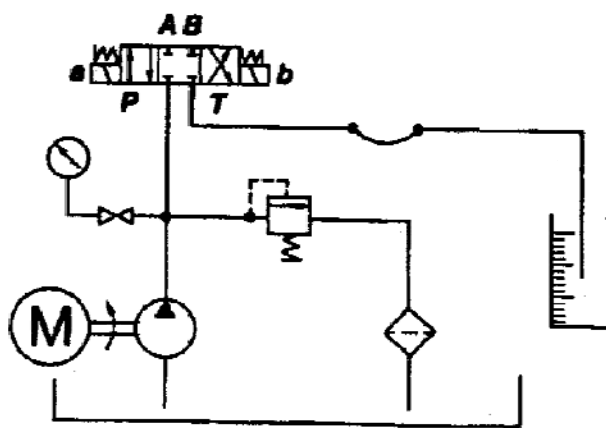


Fig. 43.3

L'attrezzatura consiste nell'insieme delle apparecchiature illustrate nello schema della Fig. 42.3. Con la suddetta attrezzatura si può impostare una verifica di tutte le elettrovalvole; occorre disporre di una centralina su ruote e con supporti di aggancio per sollevarla, sistemandola in prossimità delle valvole distributrici che devono essere controllate.

10 CAUSE DI GUASTO IN UN IMPIANTO OLEODINAMICO

Un impianto oleodinamico può presentare diverse situazioni, in relazione alle disfunzioni, e precisamente:

- anomalie di funzionamento durante la prima messa in funzione;
- diminuzione dell'efficienza, e quindi del rendimento, durante il normale esercizio;
- inefficienza totale ed improvvisa, dopo un periodo di funzionamento regolare.

Le tre situazioni prospettate comportano delle analisi differenti, poiché diverse sono le cause che le provocano, anche se i metodi d'indagine dovranno essere gli stessi. Nel primo caso, il mancato funzionamento deve essere ricercato nell'errata progettazione o utilizzazione dei componenti. Il secondo caso è il più logico, ed è conseguenza della normale usura dei componenti, i quali diminuiscono la loro efficienza in relazione alle ore di funzionamento ed alla perdita delle idonee caratteristiche del fluido utilizzato. La terza situazione, con l'improvvisa rottura di qualche componente, è quella che necessita di una maggiore prevenzione, e sarà anche oggetto della più approfondita considerazione nei capitoli che seguiranno, poiché è la condizione più dannosa, per le perdite di produzione agli impianti.

10.1 ERRORI NELLA PROGETTAZIONE

Le prestazioni di qualsiasi componente oleodinamico sono generalmente riportate, su tabelle o diagrammi, nel catalogo delle Ditte costruttrici. E' da ritenere che i dati riportati corrispondano a risultati sperimentali. Per motivi economici, dettati soprattutto dalla concorrenza nell'assegnazione delle commesse, la scelta dei componenti può essere effettuata al limite superiore dei valori delle loro prestazioni. Inoltre il committente dell'impianto può sbagliare, per difetto, nella determinazione delle prestazioni richieste. Il risultato finale, alla messa in marcia, è la constatazione che l'impianto non soddisfa la necessità. Ciò comporta parziali rifacimenti, con risultati estetici e funzionali deludenti, oltre alla perdita di profitto da parte dell'esecutore e di conferma dei programmi da parte del committente. E' quindi necessaria una perfetta intesa tra i due interlocutori, nella fase d'impostazione del problema tecnico. Occorre soprattutto valutare con obiettività gli elementi caratteristici di un impianto oleodinamico, che sono:

- valore della pressione massima;
- valore minimo e massimo della portata;
- potenza assorbita e potenza del motore installato.

Gli inconvenienti possono essere essenzialmente dovuti a:

10.1.1 1. PRESSIONE MASSIMA INSUFFICIENTE

La pressione massima cui possono funzionare le apparecchiature non è molto determinante, ai fini della scelta delle medesime, perché esse sono fabbricate per dei valori normali elevati, ma influenza il calcolo della potenza del motore di comando. Quindi, se la potenza è determinata per una certa pressione massima, a parità di portata, non sarà più possibile elevare ulteriormente la pressione di lavoro, regolando semplicemente la valvola di taratura, ma occorrerà anche sostituire il motore.

10.1.2 2. PORTATA INFERIORE AL VALORE RICHIESTO

La progettazione delle pompe è generalmente effettuata secondo dei tipi normalizzati, con gamme dimensionali tali da potere assicurare la copertura di valori di portata minimi, fino a massimi compatibili con i costi di produzione e le possibilità applicative. La scelta della portata che dovrà erogare la pompa sarà effettuata valutando il numero di giri più appropriato per il motore. Quindi, manifestandosi insufficienza di portata, occorre verificare:

- in relazione al tipo di targa della pompa, quali siano le relative caratteristiche riportate sul catalogo;
- il numero di giri del motore di comando;
- considerare le possibili perdite dovute al rendimento volumetrico.

Dall'analisi degli elementi citati si può risalire ad una valutazione dell'idoneità della pompa installata.

10.2 MONTAGGIO ERRATO DEI COMPONENTI

I componenti di un impianto oleodinamico devono essere installati seguendo le indicazioni dello schema funzionale. Per facilitare l'esecuzione dei collegamenti, in corrispondenza ad ogni attacco sullo schema, deve essere riportata anche l'indicazione delle diciture normalmente stampigliate sulle apparecchiature. Non sempre adottata questa pratica operativa, quindi, se l'installatore non conosce la conformazione costruttiva dell'apparecchiatura, sono possibili errori negli allacciamenti. Questa può essere la causa di disfunzioni agli impianti in avviamento. Occorre verificare, con l'ausilio dello schema e dei disegni delle apparecchiature, la correttezza dei collegamenti.

10.3 SCHEMA DEI COMPONENTI NON IDONEO

Per evitare errori nell'installazione delle apparecchiature si rivelano utili le targhette che, oltre al tipo dell'apparecchiatura, riportano il simbolo funzionale completo. In particolare ciò è valido per le valvole distributrici (Fig. 44.1), le valvole di regolazione pressione (Fig. 44.2), le valvole di sequenza e di bilanciamento. Per le valvole distributrici, la scelta deve effettuarsi in relazione al tipo di comando, che può essere, nel caso più comune delle elettrovalvole, diretto con solenoidi (Fig. 44.3) oppure idropilotato (Fig. 44.4). Le elettrovalvole idropilotate presentano diverse combinazioni per la presa della pressione di pilotaggio (x) e lo scarico di drenaggio (y); possono avere il pilotaggio esterno ed il drenaggio interno (Fig. 44.4) oppure il drenaggio esterno (Fig. 44.5), il pilotaggio interno (figg.44.5 e 44.6) ed ancora ambedue esterni (Fig. 44.1). Le posizioni di scambio possono essere due, con ritorno a molla (figg.44.5 e 44.7), oppure stabili (Fig. 44.6), e tre posizioni con centraggio a molle (Fig. 44.4). Inoltre i cursori possono disporre di varie conformazioni nella zona centrale di transito, durante le

inversioni degli azionamenti; nella Fig. 43.8 sono rappresentate tre posizioni base e due transitorie. La posizione "0" diventa una transitoria supplementare in alcune valvole a due posizioni.

Queste ultime possibilità, non frequentemente considerate, possono determinare notevoli variazioni negli effetti d'ammortizzamento dei colpi d'ariete, ma possono anche causare delle anomalie, quali per esempio il non mantenimento in posizione degli attuatori, se la scelta del tipo di cursore non è corretta. Per le valvole regolatrici di pressione, la distinzione deve effettuarsi soprattutto tra:

- valvola autopilotata
- valvola con possibilità di pilotaggio a distanza
- valvola con diverse combinazioni di pilotaggio, mediante elettrovalvola
- valvola con pilotaggio e distanza, di tipo proporzionale

Le valvole di sequenza e bilanciamento sono caratterizzate essenzialmente da pilotaggio e drenaggio interni od esterni, oppure da diverse combinazioni delle due soluzioni

10.4 COMPONENTI NON CORRETTAMENTE REVISIONATI

Nelle normali procedure di manutenzione, taluni componenti, di basso costo, possono vantaggiosamente essere sostituiti con altri nuovi. I componenti più costosi, quali le pompe, i motori, i cilindri e taluni tipi di valvole distributrici e di regolazione, possono essere revisionati, sia presso officine specializzate sia, per necessità di rapidità d'intervento, nell'ambito della stessa organizzazione dell'azienda. La revisione può non presentare sempre degli ottimi risultati, per varie cause, ma soprattutto per imperizia degli addetti. Quindi un componente revisionato può non risultare correttamente funzionante. Perciò prima di essere utilizzati, i componenti revisionati devono essere accuratamente collaudati, servendosi di un idoneo banco prova.

11 UNIFICAZIONE DEI COMPONENTI

Negli stabilimenti industriali, tra le innumerevoli varietà di macchine ed impianti, vi sono componenti che hanno le stesse funzioni, ma sono d'età, dimensioni e marche diverse, mentre per ogni sostituzione si vorrebbe avere il ricambio identico a quello logoro.

Può capitare di avere in magazzino quattro tipi di valvole, con le stesse funzioni e stesse dimensioni nominali, ma di diversa costruzione e di rimanere fermi perché manca il 5° tipo.

Si potrebbe fare un adattamento, ma non si fa perché non si ha la conoscenza esatta delle funzioni della valvola in avaria, né di quelle che si hanno a disposizione.

Si preferisce aspettare che arrivi la valvola con la stessa sigla di quella logora.

Comportamenti di questo genere sono abbastanza frequenti.

Si può arrivare all'unificazione dei componenti solo facendo un inventario, macchina per macchina, del tipo di componenti montati, controllandone le funzioni sugli schemi e sui cataloghi.

Riportando poi questi dati, con la relativa quantità, in una tabella, si evidenzierà qual'è la marca più rappresentata o quali sono i componenti che si possono ulteriormente unificare tra loro (vedere la tab.45.1 - ricavata da: "La manutenzione preventiva riduce i costi e aumenta l'efficienza delle macchine" di A. Mallarino - Notiziario Tecnico AMMA n°10/1984 - Torino).

[illegible]

Tab. 45.1

12 GUASTO ELETTRICO O GUASTO MECCANICO?

L'elettrovalvola, il pressostato, sono organi meccanici od elettrici?

Ecco il dilemma che sorge frequentemente tra i manutentori.

Riteniamo che questa diatriba non si debba più porre, poiché il manutentore moderno non deve essere distinto tra meccanico od elettrico, anche se un certo indirizzo prevalente è inevitabile. Pertanto il guasto deve essere sempre interpretato nel suo insieme.

Certamente, nelle apparecchiature miste elettro-idrauliche, il guasto sarà localizzato in uno dei due settori, ma lo scoprirlo dipende dalla conoscenza del funzionamento delle apparecchiature, e soprattutto dalla loro funzione nel circuito.

Quindi occorre, ed è sicuramente possibile riprodurre manualmente l'azionamento elettrico, se si tratta d'elettrovalvole oppure quell'idraulico, nel caso del pressostato, per costatare quale sia la parte difettosa.

12.1 CICLO DI FUNZIONAMENTO

Per indagare sull'eventuali disfunzioni di un impianto oleodinamico, specialmente se complesso come numero d'attuatori azionati e sequenze operative, oltre allo schema circuitale, è indispensabile disporre del ciclo di funzionamento.

Esso deve essere fornito dal progettista o dal costruttore dell'impianto, in concordanza con il funzionamento richiesto dall'utilizzatore.

Una chiara visione d'insieme del ciclo di funzionamento si ottiene con la compilazione della scheda riprodotta nella tabella 46.1 che, generalmente, deve fare parte integrante con il disegno dello schema.

La lettura della scheda consente l'interpretazione del funzionamento elettrico anche al manutentore non specialista, senza la necessità di consultare gli specifici schemi elettrici.

CICLO DI FUNZIONAMENTO + = ECCITATO																	
Fase	Operazione	Cilindro	Portata Lt/1'	Pressione bar	Velocità mm/1'	Spinta da N	Iniziata da:	Elettrovalvole									
1								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10								-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tab. 46.1

12.2 SOVRACCARICO DEL MOTORE ELETTRICO

Nella progettazione degli impianti oleodinamici, la pressione d'esercizio è solitamente considerata in modo prudenziale, al valore massimo ipotizzabile.

Si tratta generalmente di un valore determinato teoricamente, finché non è possibile sperimentare in pratica il congegno da realizzare.

In pratica si può verificare che l'impianto richieda una pressione anche notevolmente più bassa, rispetto a quella prevista in fase di progettazione.

Quindi, alla messa in marcia occorre verificare l'opportunità di tarare la valvola di massima pressione solamente di poco superiore al valore richiesto dagli attuatori.

Ciò limita gli sprechi d'energia durante i transitori delle valvole distributrici, od a fine ciclo; consente inoltre di non sovraccaricare il motore elettrico di comando.

12.2.1 VALVOLE DI REGOLAZIONE DELLA PRESSIONE

I riparatori dovranno conoscere le portate di controllo a riposo nelle valvole riduttrici di pressione e le caratteristiche particolari degli altri tipi di valvole di regolazione di pressione e portata.

Anche questi elementi possono presentare perdite dovute a bocche usurate o danneggiate, a passaggi di regolazione otturati, a molle rotte; i controlli comprendono la pressione d'alimentazione:

$$P_2 = p_1 - \Delta p \text{ perdite}$$

e la portata d'alimentazione, $Q_2 = Q_1$

Le fasi qui descritte definiscono una procedura logica di diagnosi per le riparazioni di un sistema oleodinamico. La procedura s'ispira ai principi seguenti:

- la capacità di progettare o di riparare un sistema idraulico ha come presupposto una definizione completa del ciclo di carico della macchina;
- qualsiasi problema d'oleodinamica può essere risolto più facilmente e in modo soddisfacente se suddiviso in gruppi funzionali, che possono poi essere considerati e analizzati in sequenza.

12.3 SEZIONAMENTO DEL CIRCUITO

L'esecuzione degli impianti oleodinamici richiede la massima semplificazione dei circuiti, compatibilmente con le esigenze degli azionamenti; quindi occorre prevedere il minimo di valvole. Normalmente non è installata alcuna valvola d'intercettazione poiché l'impianto funziona, in generale, nel suo complesso. Inoltre delle valvole di sezionamento, non correttamente poste nella loro condizione normale (aperte o chiuse), possono creare delle serie disfunzioni.

Tuttavia, allo scopo di facilitare l'indagine relativa ad eventuali guasti, è dimostrabile l'utilità di una serie di valvole d'intercettazione, disposte in posizioni opportune (Fig. 46.1).

Si realizza in pratica il banco prova dei componenti, sullo stesso circuito di lavoro.

Analizzando il circuito esemplificativo della figura 45.1, si costata che:

- Rubinetto 1, consente di provare l'efficacia della pompa P e della valvola regolatrice di pressione VS;
- Rubinetto 2, effettua l'esclusione dell'elettrovalvola E1; permette di identificare se eventuali disfunzioni sono localizzate nella valvola VS, oppure in E1 stessa;
- Rubinetti 3 e 4, permettono di provare separatamente i relativi circuiti d'attuazione, verificando eventuali interferenze reciproche.

Escludendo inoltre tutte le alimentazioni, si verifica la funzionalità dell'accumulatore **ACC** e delle apparecchiature di controllo **PS** ed **E1**.

È però necessaria una raccomandazione: non inserire delle valvole d'intercettazione sulle tubazioni di scarico perché, se lasciate inavvertitamente chiuse, possono causare delle pericolose sovrappressioni con danneggiamento dell'impianto.

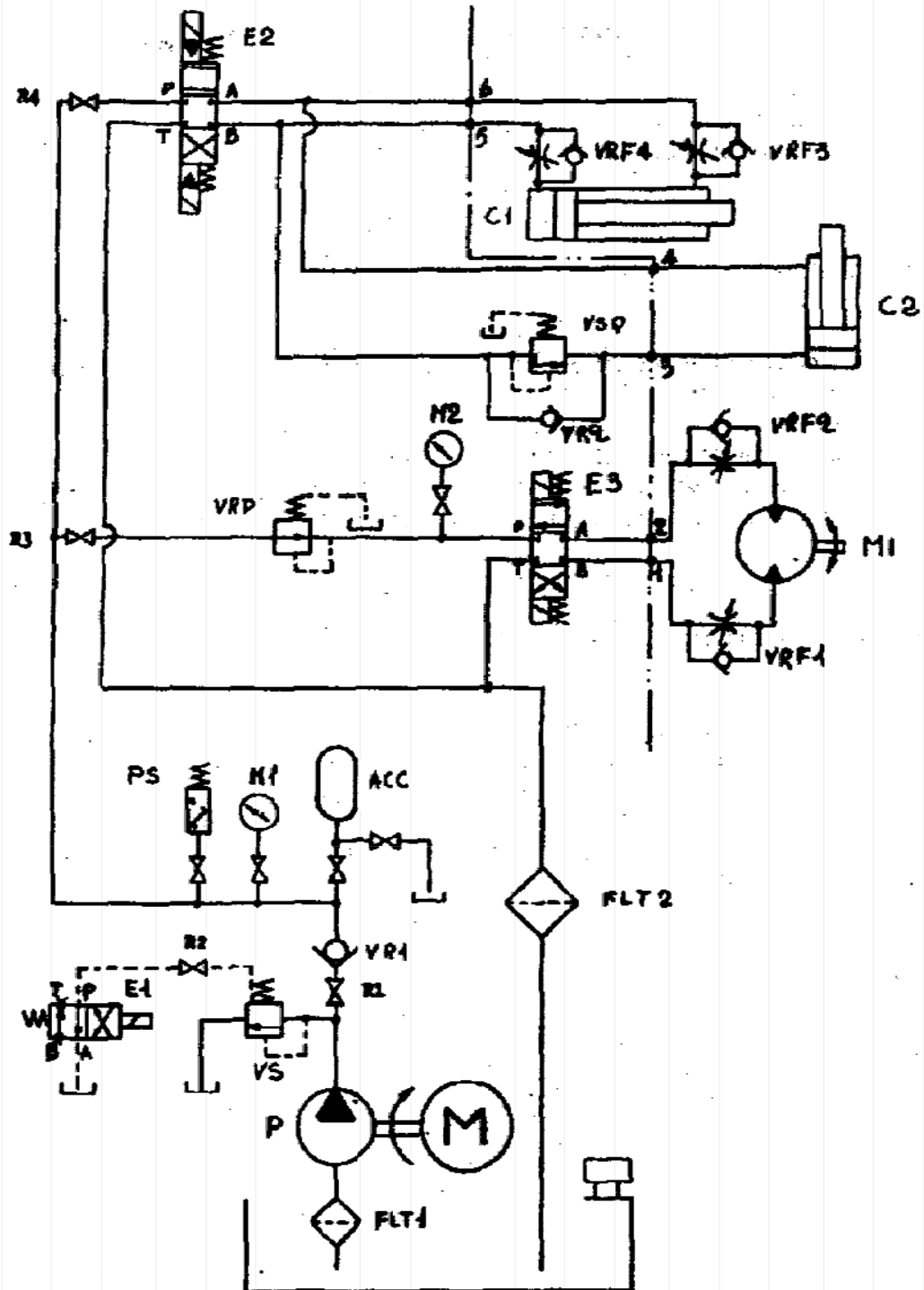


Fig. 46.1

13 RICERCA DELLE CAUSE DI IRREGOLARE FUNZIONAMENTO

13.1 TRASCINAMENTO D'ARIA NEL CIRCUITO OD ECCESSIVA FORMAZIONE DI SCHIUMA

- Livello dell'olio nel serbatoio troppo basso che, impedendo una sufficiente immersione del tubo di aspirazione, fa sì che la pompa aspiri contemporaneamente aria ed olio.
- Aperture o fessurazioni nelle tubazioni d'aspirazione.
- Tenuta difettosa delle guarnizioni della pompa.
- Eccessiva turbolenza nel serbatoio.
- Eccessiva velocità di ritorno dell'olio o non corretta sistemazione del tubo di ritorno.

13.2 LA POMPA NON EROGA OLIO

- Pompa non innescata.
- Eccessiva altezza d'aspirazione.
- Errato senso di rotazione.
- Filtro d'aspirazione ostruito.
- Livello dell'olio troppo basso nel serbatoio.
- La pompa gira al di sotto della velocità minima.
- Infiltrazione d'aria nella tubazione d'aspirazione.
- Viscosità dell'olio eccessiva.
- Albero od organi della pompa rotti.

13.3 MANCANZA DI PRESSIONE NEL CIRCUITO

- La pompa non eroga olio (vedere paragrafo 47.2).
- Valvola di sicurezza non tarata.
- Scarico libero dell'olio in qualche sezione del circuito.

13.4 LA PRESSIONE SI MANTIENE BASSA O FLUTTUANTE

- Fughe in qualche punto del sistema.
- Valvola di sicurezza che rimane aperta od oscilla sulla sede.
- Pompa usurata.

13.5 POMPA ECCESSIVAMENTE RUMOROSA

- Senso di rotazione errato.
- Presenza d'aria nell'olio (vedere paragrafo 47.1).
- Viscosità dell'olio eccessiva, tale da creare fenomeni di cavitazione.
- Irregolare afflusso d'olio alla pompa a causa d'insufficiente superficie filtrante o di filtro sporco.
- Eccessive perdite di carico nel tubo d'aspirazione.
- Velocità d'aspirazione troppo elevata.
- Numero di giri della pompa troppo elevato.
- Difettoso allineamento del gruppo motore-pompa.
- Organi della pompa usurati.
- Valvola di sicurezza che vibra.

- Vibrazioni meccaniche dovute ad ancoraggi difettosi.

13.6 TEMPERATURA DELL'OLIO ECCESSIVA

- Taratura troppo elevata della pressione.
- Trafilamenti interni alla pompa usurata o difettosa.
- Eccessivi trafilamenti attraverso le valvole e gli attuatori.
- Insufficiente capacità di dispersione di calore del sistema.
- Scambiatore di calore otturato od insufficiente alimentazione d'acqua.
- Il tubo d'aspirazione è troppo vicino al tubo di ritorno.
- Viscosità dell'olio eccessiva.
- Continuo funzionamento in sovraccarico.
- Elevata temperatura ambiente.

13.7 PERDITE DALLE GUARNIZIONI DELLA POMPA

- Albero della pompa danneggiato dall'olio sporco.
- Guarnizioni usurate o non montate correttamente.
- Difettoso allineamento tra l'albero del motore e quello della pompa.
- Olio eccessivamente caldo (vedere paragrafo 47.6).

13.8 CUSCINETTI DELLA POMPA DANNEGGIATI

- Particelle metalliche in circolazione nell'olio.
- Difettoso allineamento o giunto non correttamente montato.
- Albero della pompa soggetto a sollecitazione di flessione.
- Temperatura di regime eccessiva (vedere paragrafo 47.6).

13.9 LA POMPA SOVRACCARICA IL MOTORE

- Eccessiva erogazione di portata per effetto di velocità superiore a quella prevista nel dimensionamento dell'impianto.
- Motore di potenza insufficiente rispetto a quella assorbita dalla pompa.
- Taratura della pressione eccessiva.

14 REGOLAZIONE AUTOMATICA

Per comprendere il significato di regolazione automatica occorre considerare che lo scopo fondamentale di un impianto industriale è la produzione d'oggetti, secondo una preordinata sequenza di processi di lavorazione.

Inoltre gli impianti dovrebbero operare nelle migliori condizioni di rendimento e potere ripetere in modo costante i cicli operativi.

È dunque necessario che qualsiasi ciclo si svolga secondo una predeterminata sequenza logica, mantenendosi nelle condizioni di precisione richieste.

Queste condizioni dipendono da opportune grandezze del processo, che diano continuamente l'informazione sull'andamento dello stesso e che possano essere variate con continuità in relazione al tipo di lavoro richiesto.

La "regolazione" di un processo svolge appunto questo compito. I termini basilari inerenti alla regolazione sono i seguenti: processo, grandezza regolata, valore prescritto, grandezza regolante.

Come processo s'intende in genere il ciclo di lavorazione o il sistema fisico dell'impianto oggetto dell'azione di regolazione.

Grandezza regolata è quella del processo, sottoposta a regolazione, e può essere, per esempio: il numero di giri di un motore o la posizione dello stelo di un cilindro oleodinamico.

Il valore prescritto, detto anche riferimento, è il valore che la grandezza regolata deve mantenere in base alle esigenze del processo.

Grandezza regolante è quella che, intervenendo sul parametro del sistema prescelto permette l'impostazione del valore esatto della grandezza regolata.

Per fare un esempio: la grandezza regolata di un impianto oleoidraulico (processo) sia la velocità dell'albero di un motore, il valore prescritto sia il valore della velocità desiderato.

La grandezza regolante potrà essere la portata che, opportunamente strozzata varierà il: numero di giri del motore; o anche la tensione di comando al regolatore di portata.

Per completare la serie di termini necessari a definire un processo si deve aggiungere quello di "grandezza perturbatrice" o anche "disturbo" (Fig. 48.1).

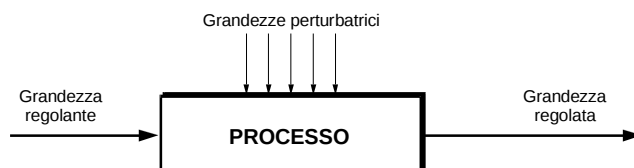


Fig. 48.1

Riferendoci ancora all'esempio di regolazione della portata, si può intuire come un aumento o diminuzione della temperatura possa fare variare la viscosità dell'olio nel circuito, non rendendo univoca la relazione tra l'apertura del regolatore di portata e la velocità del motore.

È proprio la presenza di disturbi che giustificano l'adozione del sistema di regolazione automatica, la quale può essere ad anello aperto oppure chiuso.

14.1 REGOLAZIONE AD ANELLO APERTO E ANELLO CHIUSO

Il controllo ad anello aperto si effettua con un semplice comando, al quale non è fatta seguire alcun'azione di verifica del risultato ottenuto.

Questo tipo di regolazione è basato sull'ipotesi che la relazione tra la grandezza regolata e la grandezza regolante sia univoca e non esistano azioni perturbatrici.

La presenza di disturbi, come ad esempio le variazioni della temperatura ambiente (Fig. 48.2), interviene in modo da formare una famiglia di curve che rappresentano le varie relazioni fra grandezza regolata e regolante. Secondo la temperatura ambiente, il numero di giri del motore varierà a parità di strozzamento d'ingresso. Qualora sia indesiderabile un tale campo di variabilità per la grandezza regolata in ragione del disturbo, ma sia necessario mantenerla al preciso valore prestabilito, bisogna pensare ad avere costantemente l'informazione sul valore del segnale d'uscita e far sì che questo confrontato con quello impostato dia origine ad un segnale di correzione che riporti la grandezza regolata al valore prestabilito. In altre parole, il formarsi di uno scarto fra grandezza regolata e grandezza di riferimento dà origine ad un'azione mediante la quale si tende ad annullare tale scarto. Il termine comunemente utilizzato per indicare ciò è "retroazione", poiché ogni variazione della grandezza controllata, confrontata con il valore di riferimento, determina un'azione di correzione di segno inverso a quello della perturbazione che ha provocato la differenza tra le due grandezze (Fig. 48.3). Il confronto tra il valore impostato (riferimento) e la grandezza regolata, è effettuato nel così detto regolatore. Lo schema oleoidraulico della Fig. 48.2, nel sistema ad anello chiuso, diventa come rappresentato nella Fig. 48.4.

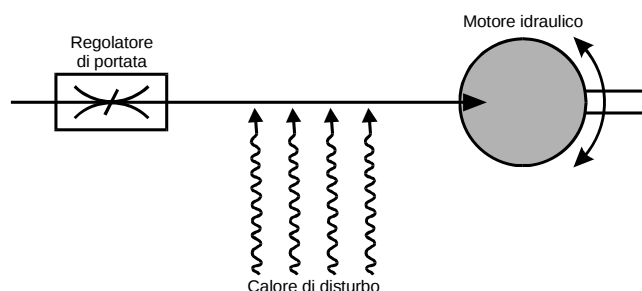


Fig. 48.2

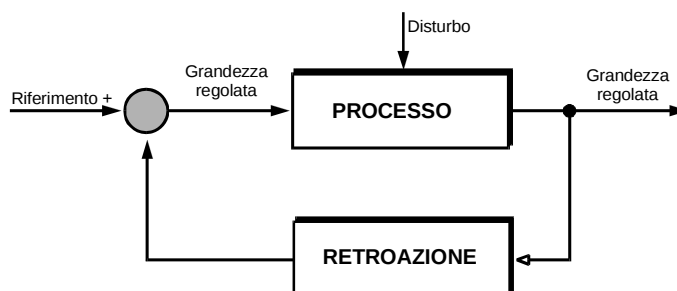


Fig. 48.3

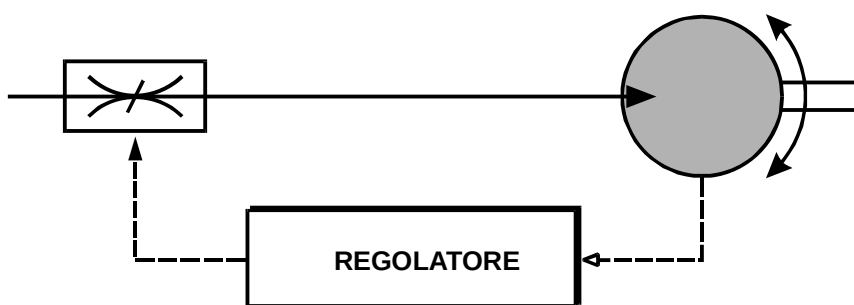


Fig. 48.4

14.2 ANELLO CHIUSO, IL COMANDO - MISURAZIONE ED ATTUAZIONE

Quanto ora esposto circa l'anello chiuso va descritto più dettagliatamente. Innanzi tutto la grandezza regolata deve essere misurata.

Occorre quindi prevedere oltre all'organo regolante posto all'entrata del processo, un organo, detto organo misuratore, che, misurata la grandezza regolata, la trasformi in un segnale facilmente manipolabile, in genere una tensione elettrica.

Si noti che per eseguire il confronto con il segnale di riferimento, la grandezza regolata deve esservi compatibile.

L'organo misuratore, fornito di un opportuno elemento sensibile fornisce in uscita il segnale da misurare.

Esso, secondo la grandezza da regolare può essere di volta in volta (nell'ambito idraulico), una dinamo tachimetrica (regolazione di velocità), un resolver (regolazione di posizione angolare), un trasduttore potenziometrico lineare (regolazione di posizione) o un manometro (regolazione di pressione) (Fig. 48.5).

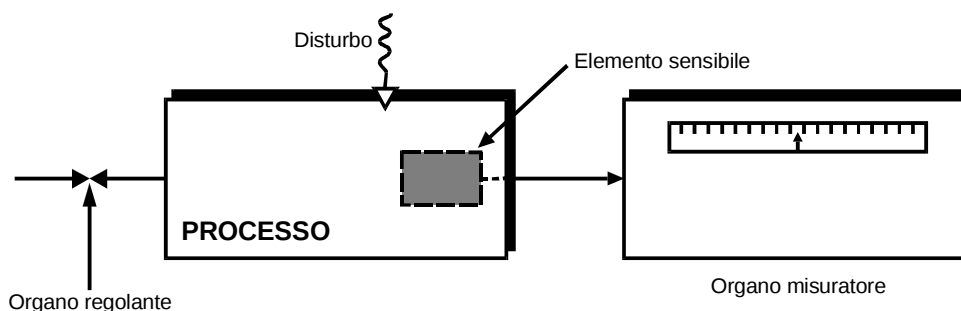


Fig. 48.5

Dall'esame della figura si vede come si tratti d'anello aperto. In realtà, la presenza di un operatore umano, che, "letta" la grandezza regolata sull'indice del misuratore, opera in modo da ottenere una correzione della stessa agendo sull'organo regolante.

Un sistema di regolazione di questo genere è manuale, ma evidente il concetto d'anello chiuso; l'operatore legge la grandezza regolata e aziona l'organo regolante: si può affermare che la retroazione in anello chiuso viene in tal modo effettuata dall'occhio, cervello e mano dell'operatore. Il sistema di regolazione automatica si comporta allo stesso modo ed è necessario qualora l'intervento

dell'uomo non sia possibile o non sia abbastanza rapido e preciso. Il regolatore è essenzialmente costituito da tre organi (Fig. 48.6):

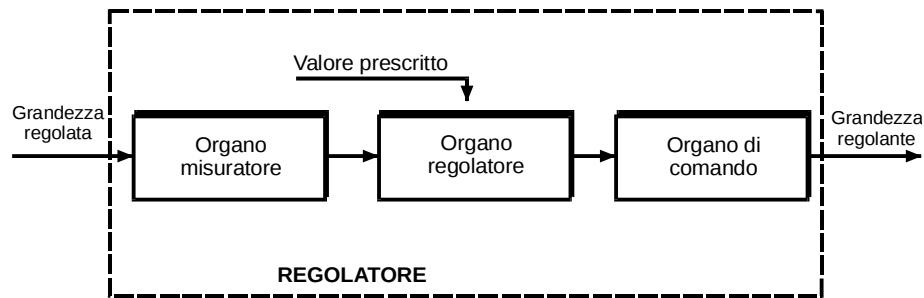


Fig. 48.6

- A** -Organo misuratore: esso riceve con continuità il segnale proveniente dall'elemento sensibile posto all'uscita del processo e lo misura. Il segnale uscente da quest'organo è in genere una tensione, come già detto, per consentire una più facile manovra negli elementi del regolatore che seguono. Tale organo è spesso chiamato trasduttore.
- B** -Organo regolatore vero e proprio: esso confronta istante per istante il valore proveniente dal trasduttore col valore di riferimento su di esso impostato e fornisce il segnale di correzione all'organo di comando.
- C** -Organo di comando: esso riceve il segnale dall'organo regolatore e in base a questo aziona l'organo regolante del processo determinando in tal modo la necessaria variazione della grandezza regolante.

14.3 RAPIDITÀ DI RISPOSTA E STABILITÀ

Per rapidità di risposta s'intende la capacità di un sistema di rispondere e correggere prontamente le eventuali perturbazioni che si manifestano in esso. La stabilità invece definisce l'attitudine di un sistema a passare nella fase di regolazione alla posizione d'equilibrio prescelta facendo sì che la grandezza regolata raggiunga questo stato con un andamento di tipo aperiodico od oscillatorio smorzato. Si notino in Fig. 48.7 gli andamenti tipici di un sistema per una variazione del riferimento di tipo a gradino. Quanto al punto **C**, va notato come sia tipico dei circuiti di regolazione in anello chiuso il rischio di incorrere in simili casi d'instabilità. L'eccesso di regolazione, dovuto ad eccessiva prontezza del sistema, retroazionato con sfasamento di 180° , si sovrappone, amplificato, alla correzione stessa, accentuando l'eccesso di correzione e crescendo via via fino al collasso del sistema.

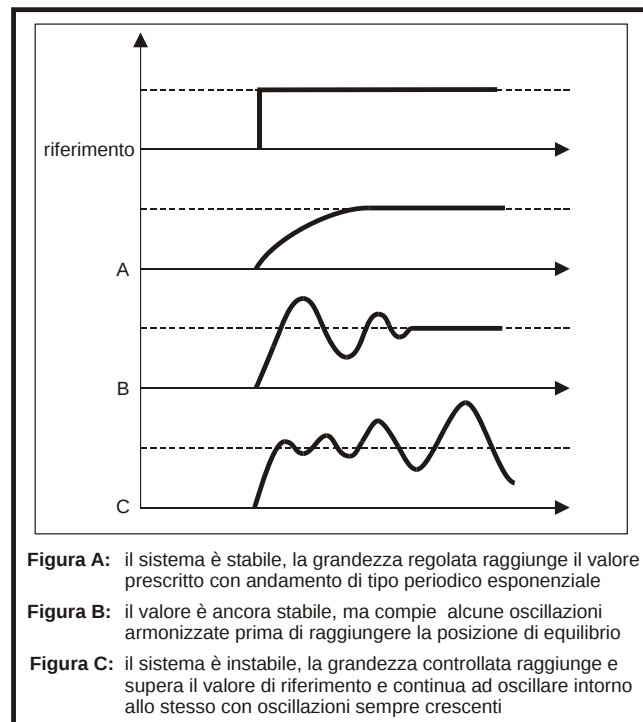


Fig. 48.7

La stabilità contrasta come si vede col concetto di rapidità: un sistema tanto più è pronto tanto più è instabile e viceversa. E' compito della catena di regolazione o più specificatamente dell'elettronica di governo procedere all'ottimizzazione del rendimento del sistema ed all'eliminazione delle cause d'instabilità.

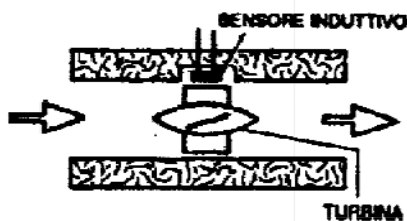


Fig. 48.8

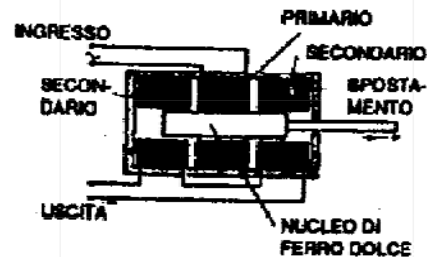


Fig. 48.9

14.4 TRASDUTTORI

In applicazioni con controllo ad anello chiuso è necessario convertire delle caratteristiche fisiche in un segnale elettrico in modo da fornire un segnale di retroazione all'amplificatore. I componenti che effettuano questa conversione sono noti come trasduttori e quelli che vengono più frequentemente utilizzati in applicazioni elettroidrauliche sono:

- trasduttori di pressione;
- trasduttori di portata;
- trasduttori di spostamento lineare;
- trasduttori di spostamento angolare;
- trasduttori di velocità angolare (RPM).

14.4.1 TRASDUTTORI DI PRESSIONE

Questi trasduttori utilizzano di solito un cristallo piezoelettrico che ha la proprietà di generare una carica elettrica quando gli è applicata una forza o una pressione. I cristalli possono essere sistemati in strati per incrementare l'uscita che è poi amplificata per produrre un segnale elettronico utilizzabile.

14.4.1.1 *Trasduttori di portata*

Il tipo più comune di trasduttore di portata è il tipo a turbina illustrato in Fig. 48.8. Quando c'è passaggio di fluido attraverso questo dispositivo, la girante della turbina ruota con una velocità proporzionale alla portata e ogni volta che una paletta passa davanti al sensore induttivo, è prodotta una pulsazione di tensione. Il segnale di tensione pulsante può essere poi convertito in un segnale analogico proporzionale alla portata.

14.4.1.2 *Trasduttori di spostamento lineare*

Sono disponibili diversi tipi di dispositivi per misurare gli spostamenti lineari, la cui scelta dipende dall'ambiente operativo o dalla precisione desiderata. Il dispositivo più semplice è un potenziometro lineare il cui cursore è collegato alla parte in movimento e fornisce una tensione proporzionale alla sua posizione rispetto all'avvolgimento del potenziometro. A causa della limitata risoluzione e degli attriti meccanici l'uso dei potenziometri lineari come trasduttori di retroazione è perciò piuttosto limitato sebbene siano dei dispositivi piuttosto economici e possono comunque risultare convenienti nelle applicazioni più semplici. Per superare i problemi dovuti all'usura meccanica, è necessario utilizzare un dispositivo senza contatti come quello illustrato in Fig. 48.9. Nella figura si può vedere un TRASFORMATORE LINEARE VARIABILE DIFFERENZIALE (**L.V.D.T.**) che è formato da una bobina primaria e due secondarie avvolte intorno ad un nucleo di ferro dolce collegato alla parte in movimento. La bobina del primario è collegata ad un'alimentazione in c.a. ad alta frequenza e induce una tensione nelle due bobine secondarie comportandosi come un trasformatore. Se le due secondarie sono collegate in opposizione di fase, col nucleo in posizione centrale, le tensioni indotte in ciascuna bobina secondaria si annullano e in uscita si avrà un segnale uguale a zero. Mentre il nucleo si sposta dalla sua posizione centrale, la tensione indotta in una secondaria aumenta e quella indotta nell'altra diminuisce. Perciò si genera una tensione in uscita diversa da zero che ha un'intensità proporzionale allo spostamento mentre la fase è determinata dal verso in cui avviene lo spostamento. L'uscita può quindi alimentare un raddrizzatore sensibile alla fase (detto DEMODULATORE) che produrrà un segnale in c.c. proporzionale allo spostamento e la cui polarità dipende dal verso dello spostamento. In molte applicazioni, gli **LVDT** sono probabilmente il tipo più comune di trasduttori lineari, dato che il loro unico svantaggio è rappresentato dalle dimensioni d'ingombro in lunghezza.

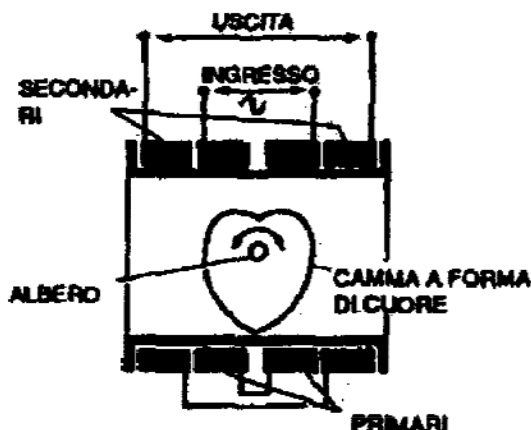


Fig. 48.10

14.4.1.3 Trasduttori di spostamento angolare

Come per lo spostamento lineare, si possono usare i potenziometri rotativi per misurare la posizione angolare anche se presentano gli stessi problemi d'usura ecc. e quindi sono destinati ad applicazioni relativamente semplici. L'equivalente rotativo di un **LVDT** è detto **RVDT** (TRASFORMATORE ROTATIVO DIFFERENZIALE VARIABILE) ed è illustrato in Fig. 48.10. Una speciale gamma di materiale magnetico è fatta ruotare, in questo caso, all'interno degli avvolgimenti primari e secondari, dall'albero d'ingresso. Il profilo della camma definisce il valore dell'accoppiamento magnetico tra primario e secondario e quindi, come per l'**LVDT**, è fornito, in uscita, un segnale proporzionale alla rotazione dell'albero. In questo caso, la maggiore limitazione è rappresentata dal fatto che il massimo spostamento angolare che può essere raggiunto, producendo una uscita lineare, è di 60° .

14.4.2 TRASDUTTORI DI VELOCITÀ ANGOLARE (RPM)

La velocità angolare è misurata normalmente con delle DINAMO TACHIMETRICHE. Queste possono essere di svariati tipi ma il tipo più diffuso è la dinamo tachimetrica a c.c. che funziona in modo simile ad un generatore a c.c., cioè è generata una tensione proporzionale alla velocità di rotazione dell'albero. Ci sono molti altri tipi di trasduttori, in particolare quelli che sono progettati per essere interfacciati con i controllori digitali, come i decodificatori ecc. Tutti i trasduttori hanno in comune una caratteristica cioè generano una tensione (o una corrente) in uscita proporzionale a quella misurata.

15 DISTRIBUTORI MANUALI AD AZIONAMENTO PROPORZIONALE

L'oleodinamica è nata "proporzionale": pare un controsenso poiché i comandi proporzionali, come attualmente intesi, sono dotati di controlli elettronici più o meno complessi. Ma i primi azionamenti oleodinamici erano comandati tramite distributori manuali il cui controllo era, ed è, effettuato con l'ausilio di una retroazione umana, costituita, in pratica, dalla vista del manovratore che contemporaneamente aziona e controlla l'effetto. Quindi azionando più o meno rapidamente, in modo parziale o totale, un distributore manuale è possibile realizzare un comando di tipo proporzionale. Recentemente, soprattutto per le applicazioni sui mezzi mobili, sono stati realizzati modelli di valvole distributrici ad azionamento manuale dotate di particolari configurazioni del cursore, tali da realizzare l'ottimizzazione del controllo proporzionale di portata (Fig. 49.1).

Per gli azionamenti oleodinamici sui mezzi mobili si utilizzano appositi telecomandi (Fig. 49.2) che consentono il controllo proporzionale a distanza delle valvole distributrici in modo proporzionale. I telecomandi idraulici funzionano secondo il principio delle valvole riduttrici di pressione ad azione diretta. In condizione di riposo la leva di comando è mantenuta in posizione neutra dalla molla di richiamo 4; l'alimentazione P è chiusa e gli utilizzi U sono comunicanti con lo scarico T. Azionando la leva 7, lo spintore 5 comprime la molla di richiamo 4 e quella di reazione 3 mediante il piattello 6, generando una corsa della spola di regolazione 2 che apre il passaggio che collega l'attacco P e l'utilizzo U determinando sulla U un incremento di pressione che è proporzionale alla corsa della leva 7 e al tipo di molla di reazione 3.

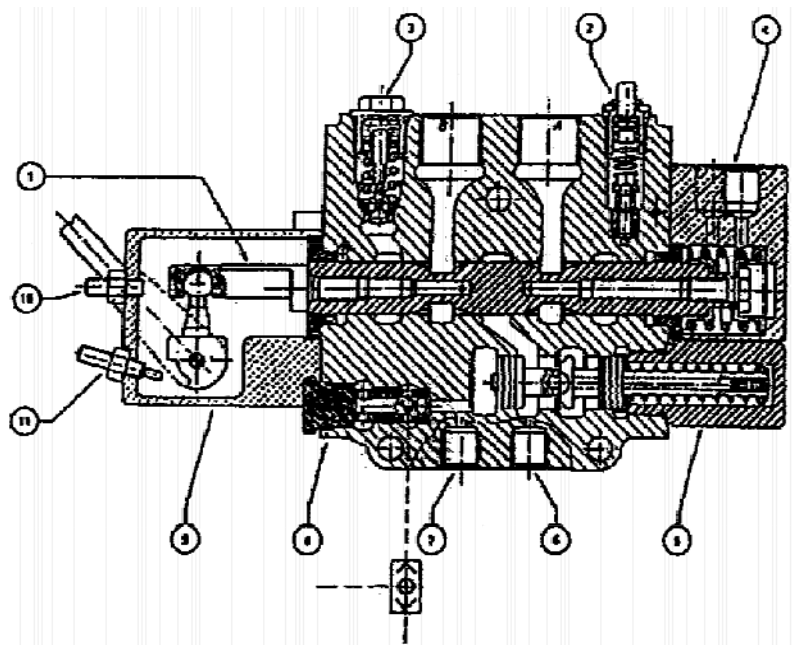


Fig. 49.1

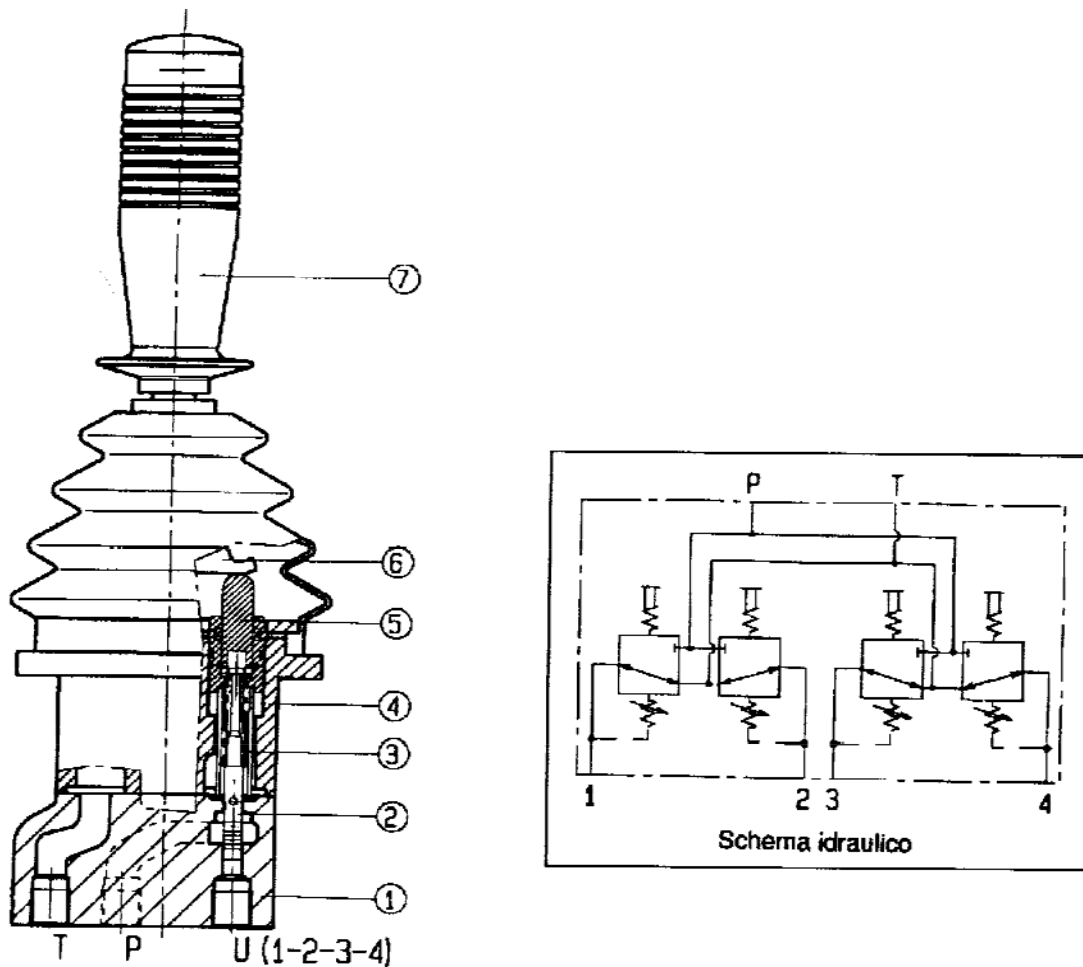


Fig. 49.2 - Telecomando HYDROCONTROL serie HC-RC

I telecomandi funzionano normalmente ad una pressione inferiore rispetto quella normale d'esercizio dell'impianto; vengono perciò alimentate tramite apposite unità (Fig. 49.3) che funzionano secondo il principio delle valvole riduttrici di pressione ad azione diretta.

Il fluido giunge dal circuito ad alta pressione attraverso gli attacchi P1-P2-P3; la pressione è ridotta, al valore richiesto per l'alimentazione dei telecomandi, dalla valvola riduttrice che invia il fluido sufficiente al comando, attraverso l'attacco U.

Le unità d'alimentazione sono equipaggiate di un accumulatore che assicura, in qualsiasi momento, anche se la pressione del circuito principale dovesse scendere a zero, un certo numero di manovre d'emergenza, mantenendo il circuito di pilotaggio U in pressione.

Il circuito a bassa pressione è protetto dalla valvola di massima registrabile, inserita nella cartuccia della valvola riduttrice.

Il sistema è inoltre dotato di una valvola di ritegno, al fine di evitare lo svuotamento dell'accumulatore.

NOTE

Se si effettua la messa in esercizio con accumulatore scarico, è necessario garantire sull'impianto una contropressione di almeno 10 bar sull'attacco P.

Il vantaggio di questa valvola, oltre alle dimensioni ridotte, è la possibilità di eseguire, agendo sulla stessa vite di regolazione, la taratura sia della valvola riduttrice sia della valvola di massima.

La taratura della valvola di massima è superiore di circa 10 bar rispetto alla taratura della valvola riduttrice.

Vedi diagramma di taratura.

L'unità d'alimentazione può essere montata in qualsiasi posizione, avendo cura di mantenere l'accumulatore lontano da fonti di calore.

Diagramma tarature, valvola riduttrice, valvola di massima.

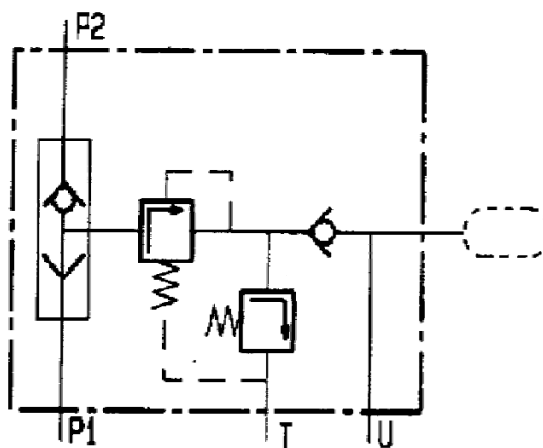
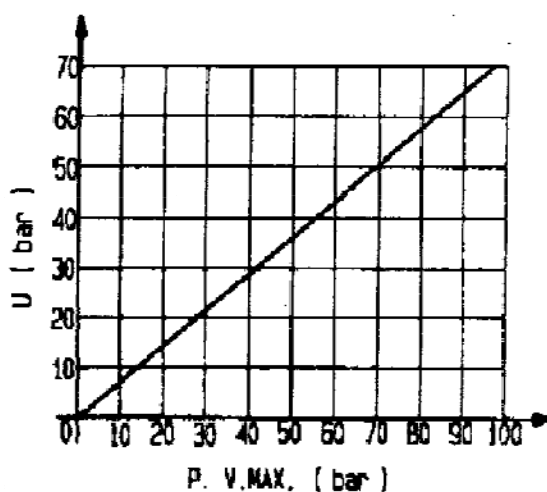


Fig. 49.3

La Fig. 49.4 riporta due schemi tipici d'installazione di telecomandi ad azionamento manuale.

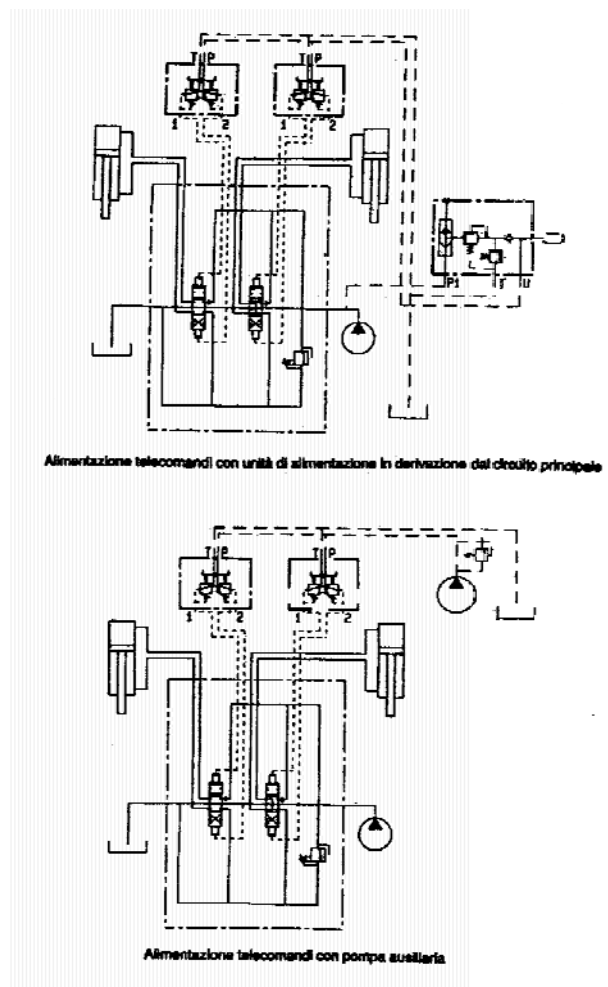


Fig. 49.4 - Schemi tipici installazione

16 SERVOSISTEMI ELETTRIDRAULICI

Nella sua definizione più generale, per servosistema (e quindi in particolare per servosistema elettroidraulico) intendiamo un sistema di controllo in grado di correggere automaticamente il proprio segnale tipico in funzione di perturbazioni esterne al sistema e in maniera tale da mantenere detto segnale al livello desiderato indipendentemente da cause perturbatrici. Uno schema a blocchi semplificato può essere quello della Fig. 50.1, costituito dai seguenti elementi caratteristici:

- **il generatore;**
- **l'amplificatore;**
- **la rete di confronto e retroazione.**

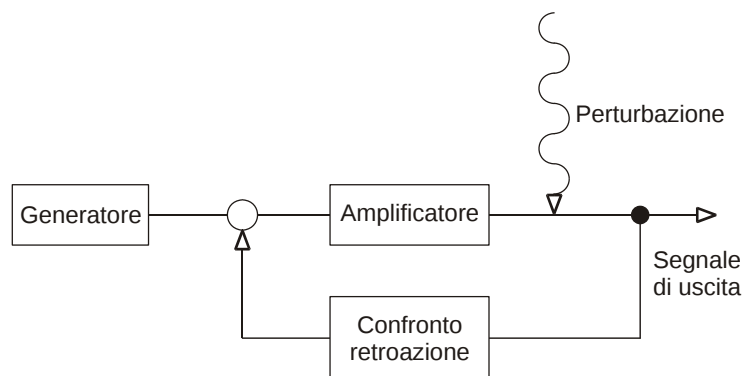


Fig. 50.1

Da quanto sopra esposto è chiaro come l'aspetto principale del servosistema sia costituito dalla cosiddetta retroazione in grado cioè di correggere le discrepanze fra valore voluto e valore reale e come, in questo caso, abbia particolare importanza l'amplificatore, soggetto ad oscillazioni in caso di variazioni rapide del segnale d'uscita. Nei servosistemi elettroidraulici è quindi la valvola idraulica di regolazione che ha una decisiva importanza, perché deve essere sufficientemente veloce nella correzione e stabile nella regolazione. In questo senso la servovalvola è il componente più importante e più significativo del sistema.

16.1 SERVOVALVOLE ELETTRIDRAULICHE

Tentare una definizione di servovalvola elettroidraulica in termini immediati non è cosa molto semplice; considerando la relativamente ampia casistica di costruzioni in commercio, possiamo tentare una prima definizione esaminandone le caratteristiche comuni. In linea di massima definiremo quindi servovalvola elettroidraulica una valvola oleodinamica pilotata di controllo direzione (e portata) a 4 vie ad uno o più stadi, in cui l'organo di controllo del fluido (il cursore) è comandato (e tenuto poi in posizione secondo differenti modalità) da un dispositivo d'asservimento elettromagnetico definito torque o force motor. Questa prima definizione può essere completata da qualcosa che meglio definisca la caratteristica funzionale della costruzione; potremo quindi aggiungere che la servovalvola

è essenzialmente un amplificatore idraulico avente un elevato guadagno, un dispositivo cioè capace di controllare con una modestissima potenza (elettrica) una notevolissima potenza (idraulica) con velocità di risposta che sembrano essere limitate dalla sola inerzia dell'attuatore da controllare. Aggiungeremo infine che la servovalvola è un componente caratterizzato da un rendimento totale estremamente basso a causa delle elevate perdite di carico che si generano nel suo interno.

Le parti principali costituenti la servovalvola sono le seguenti:

A) Il torque o force motor: questo è costituito da un elettromagnete dove l'ancora è comandata dall'azione di due bobine affacciate. La corrente di eccitazione delle due bobine del valore massimo di pochi **mA**, genera un campo elettromagnetico di modesta entità, ma in grado di posizionare l'ancora mobile (incernierata ad una delle due estremità) in varie posizioni stabili, incrementando o diminuendo opportunamente l'intensità della corrente sull'una o sull'altra bobina.

B) Primo stadio (amplificatore idraulico)

E' senza dubbio la parte più critica della costruzione e più varia nel disegno e nella realizzazione. Il primo stadio direttamente comandato dall'azione del torque motor deve presentarsi, infatti, sufficientemente sensibile al comando e mantenersi ugualmente stabile durante il funzionamento a causa delle perturbazioni nel circuito. Al primo stadio è, infatti, affidata la modulazione della pressione di pilotaggio, responsabile dello spostamento e del posizionamento del cursore principale costituente lo stadio vero e proprio di regolazione della portata e della direzione. Il primo stadio è sempre in collegamento con la pressione esistente in linea.

C) Secondo stadio

Si presenta come il corpo principale di un'idrovalvola a 4 vie. Una classificazione dei tipi di servovalvole può essere effettuata essenzialmente riferendosi alla conformazione del "1° stadio, che può essere di tre tipi diversi:

- I. Tipo a cursore - in cui l'ancora mobile del torque motor è incernierata direttamente sul cursore, posizionato dall'azione del torque motor, agisce in modo identico al pilota di una tradizionale elettrovalvola pilotata. Infatti, parzializzando la pressione di linea attraverso delle luci ricavate nel corpo valvola, invia un segnale di pressione che agisce sul cursore principale posizionandolo. Va da sé che la realizzazione del cursore e del suo alloggiamento, l'accoppiamento al torque motor ecc., richiedono elevatissime tolleranze di lavorazione e tecnologie estremamente sofisticate. E' da sottolineare infine che temono in massimo grado di contaminazione.
- II. Tipo a strozzatura - in questa configurazione sono presenti due orifici contrapposti alimentati dalla pressione di linea. L'ancora del torque motor disposta tra uno o due orifici (Fig. 50.2) genera delle strozzature di ampiezza variabile secondo il movimento dell'ancora stessa inviando nelle camere di pilotaggio valori di pressione di differenti intensità.

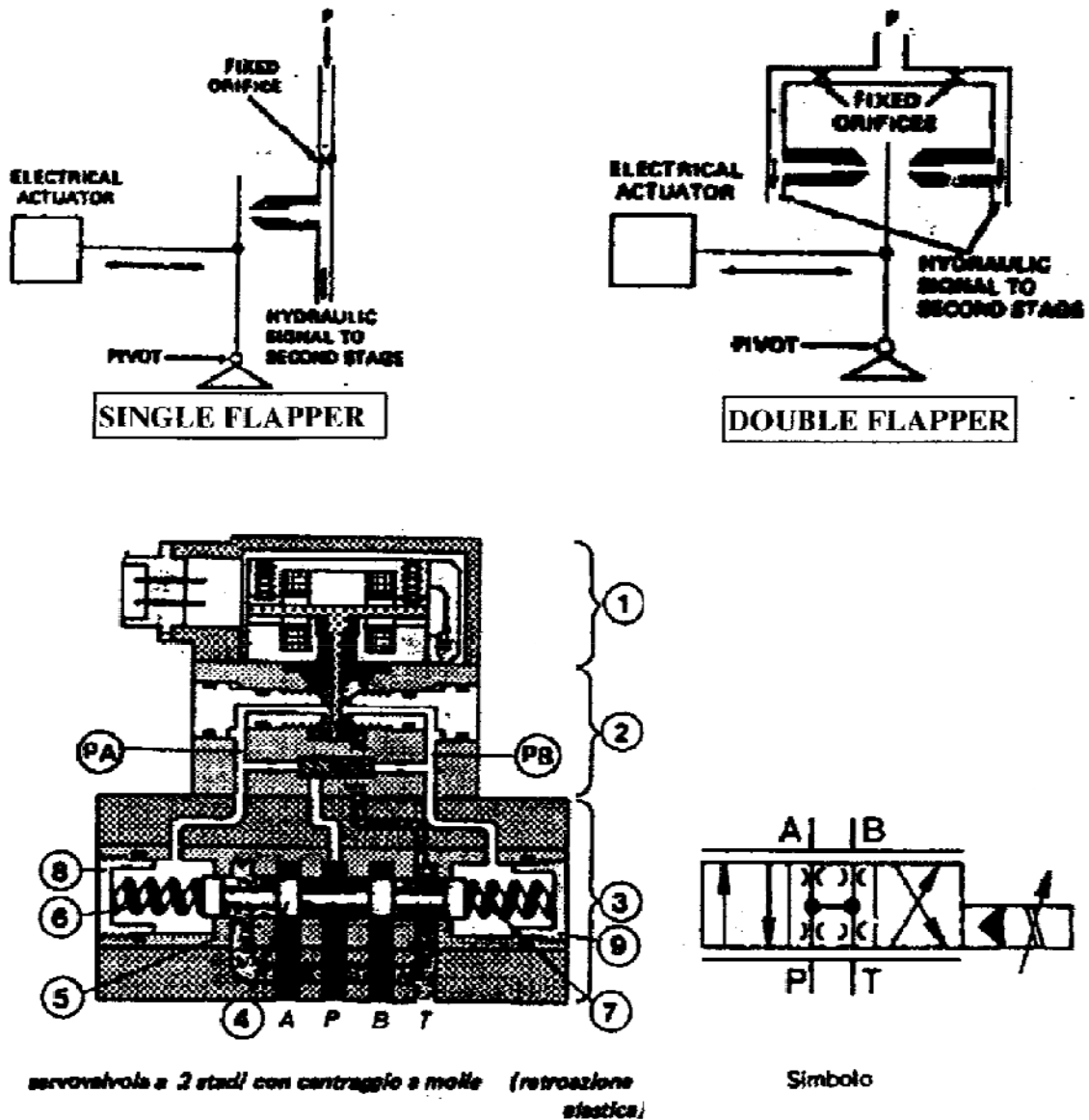


Fig. 50.2

Descriviamo il principio di funzionamento basandoci sullo schizzo della Fig. 50.3.

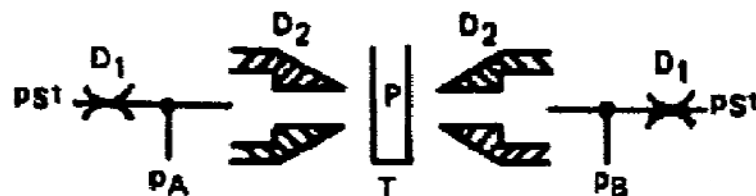


Fig. 50.3

Il sistema è costituito da 2 ugelli fissi D_1 e da 2 ugelli di regolazione D_2 . La pressione di pilotaggio p esistente su entrambi i lati si riduce attraverso gli ugelli D_1 e D_2 (= caduta di tensione per opera di una resistenza elettrica). Se le sezioni trasversali degli ugelli sono uguali, sugli stessi si crea la medesima caduta di pressione (ad es. $p_{st} = 100$ bar, $p_A = 50$ bar,

$T = 0$). Con la deflessione della lamina mobile P variano le distanze rispetto agli ugelli di regolazione, ad esempio, con deflessione verso sinistra, la lamina si avvicina a D_2 a sinistra e si allontana dall'altro ugello D_2 a destra. La pressione su p_A e p_B si comporta in modo diverso. La pressione p_A aumenta mentre la pressione p_B diminuisce. Come segnale viene impiegata la differenza di pressione $p_A - p_B$. Gli ugelli sono regolati fra loro in modo da ottenere una curva caratteristica lineare, della differenza di pressione, in funzione del segnale d'ingresso. Questa differenza di pressione va ad agire sul pistone di pilotaggio del 2° stadio (Fig. 50.2).

- III. Tipo jet-pipe - consiste in un torque-motor azionante un getto oscillante, il quale indirizza l'olio di pilotaggio verso l'una o l'altra delle estremità del cursore del secondo stadio. Tipica è la servovalvola Abex-Denison con preaplicatore a jet-pipe che controlla un secondo stadio con elevato guadagno, disponendo di un elevato diametro rispetto alla corsa. Si tratta di una servovalvola particolarmente idonea ad operare con liquidi contaminati; infatti, funziona senza inconvenienti anche con particelle di contaminazione fino a 200 micron. E' comunemente usata in servosistemi a circuito chiuso. L'olio ad alta precisione è immesso tramite la cavità P (Fig. 50.4). Gli attacchi 1 e 2 devono essere collegati all'attuatore. La cavità R è collegata al ritorno in serbatoio. Una piccola portata di olio defluisce con continuità dalla cavità P, attraverso il filtro a 90 micron, al jet-pipe collegato all'armatura del torque-motor. L'olio che defluisce dal jet-pipe urta sui due attacchi riceventi, collegati a ciascuna estremità del pistone del secondo stadio. La composizione geometrica e l'altezza tra il jet-pipe e i ricevitori elimina qualsiasi erosione sui ricevitori stessi. Alla condizione di zero, un'uguale pressione è sviluppata in ciascun condotto ricevente e perciò, non essendoci differenziale, il secondo stadio resta fermo e non si provoca alcuna uscita di olio in pressione verso l'attuatore. Quando un segnale di corrente alimenta il torque-motor, si sviluppa una forza e l'armatura ruota di un piccolo angolo. Immaginando che l'armatura ruoti nel senso antiorario, il jet-pipe si sposta a destra mandando una maggiore quantità di olio ad urtare nel condotto ricevente di destra, facendovi aumentare la pressione. Conseguentemente una diminuzione di pressione si verifica nel condotto ricevente di sinistra. Si genera così una pressione differenziale che causa lo spostamento del pistone distributore del secondo stadio verso sinistra; ciò determina afflusso di olio in pressione all'attacco 2, mentre l'attacco 1 è collegato a scarico (R). Nel suo spostamento verso sinistra, il pistone distributore trascina, tramite un collegamento di retroazione a molla, il jet-pipe finché la forza della molla eguaglia quella del torque-motor causando l'annullamento dell'azione di comando. Il pistone distributore si ferma così nella nuova posizione assunta. Risulta quindi che il pistone, costituente il secondo stadio della servovalvola, assume una posizione proporzionale, in direzione e spostamento, al segnale di corrente inviato al torque-motor. Se il segnale di corrente inverte la polarità, lo spostamento del pistone distributore avviene nel senso contrario. Sempre nell'ambito dei sistemi di controllo di tipo proporzionale, si ha la possibilità, con apposite valvole servocomandate, di ottenere regolazioni a distanza del valore di taratura della pressione.

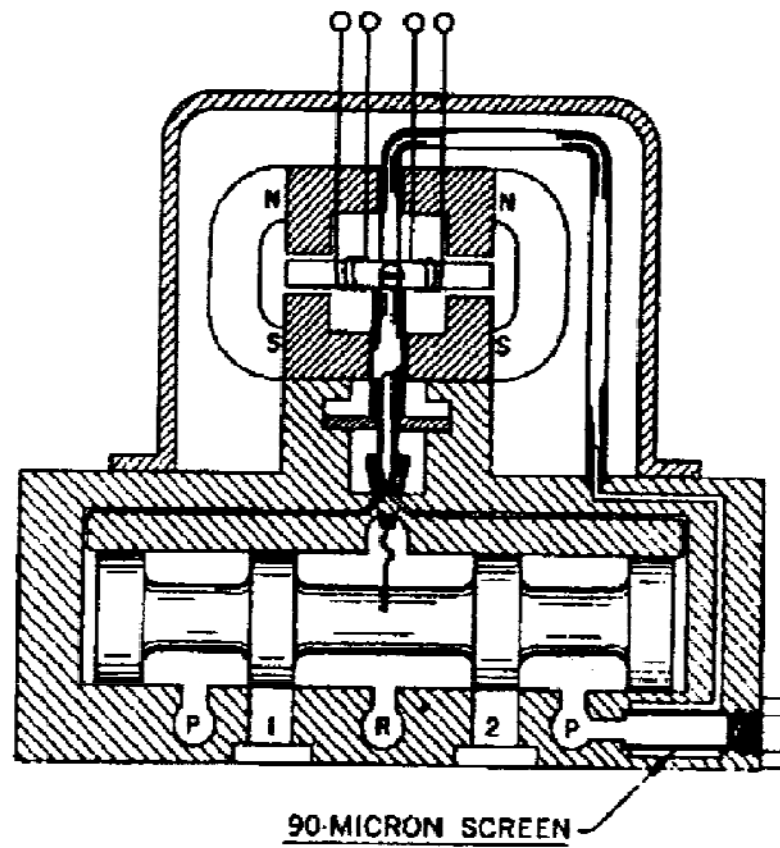


Fig. 50.4

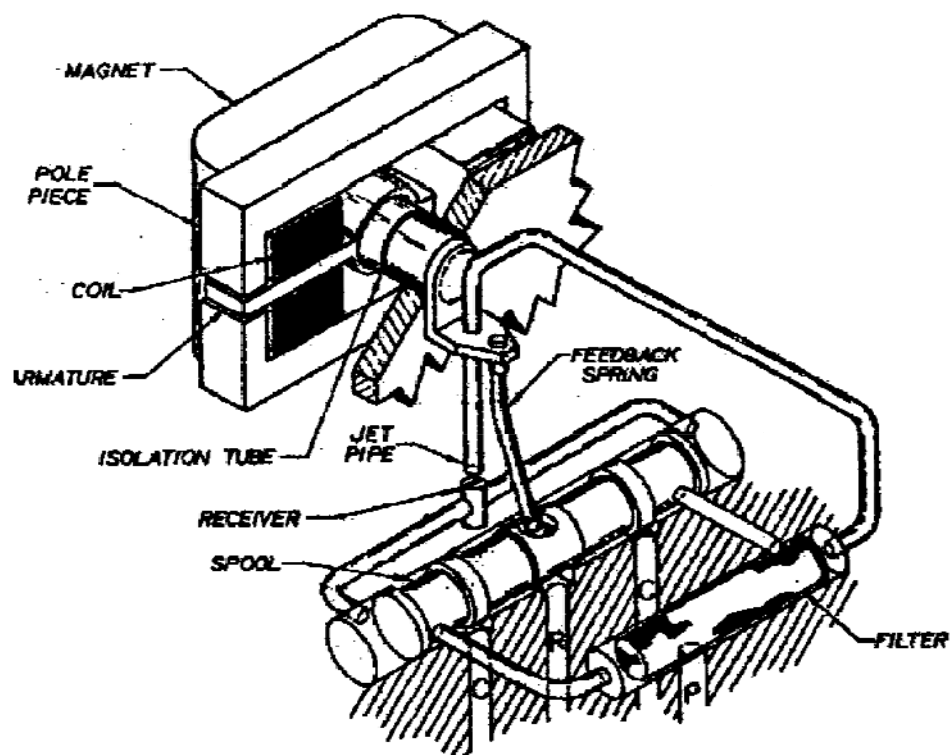


Fig. 50.4a

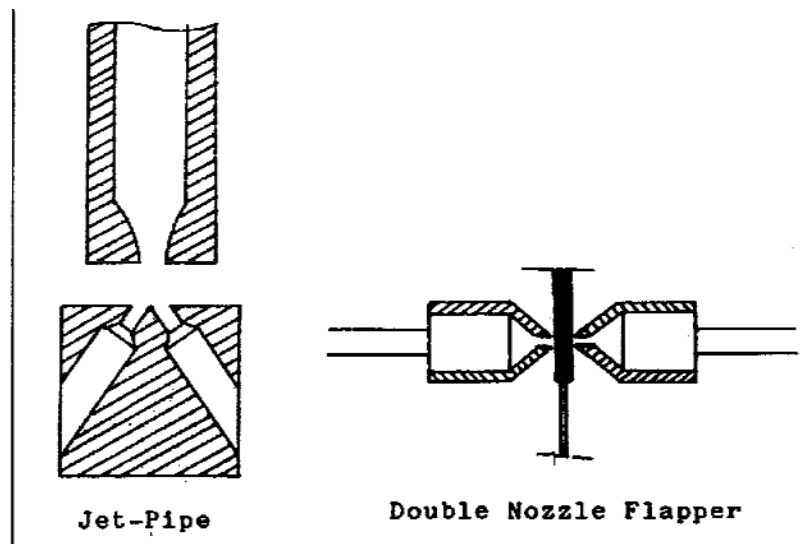


Fig. 50.4b

A conclusione di questa trattazione generale relativa alla gamma delle apparecchiature oleodinamiche normalmente utilizzabili per le applicazioni su impianti industriali, è inserito un capitolo che faciliti il compito di progettazione. Si tratta appunto del criterio di scelta del tipo più conveniente di circuito da adottare per la centralina e il dimensionamento dell'impianto oleodinamico, impostato soprattutto con criterio di praticità.

16.2 DIFFERENZA TRA CIRCUITO DI REGOLAZIONE E SERVOCOMANDO

16.2.1 CIRCUITO DI REGOLAZIONE

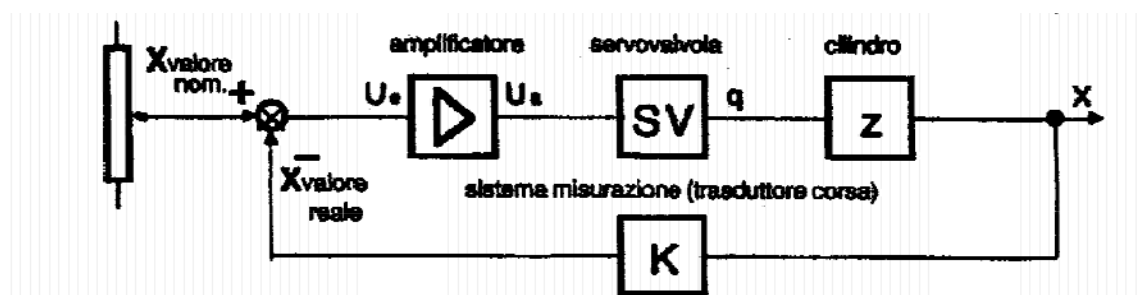


Fig. 50.5

Con il potenziometro **P1** si seleziona una tensione del valore nominale, che corrisponde ad una determinata posizione del pistone. La posizione effettiva del pistone, il valore reale, è riprodotta come tensione dal potenziometro **P2**. Le due tensioni si sottraggono reciprocamente all'entrata dell'amplificatore **V**, ossia si genera la differenza tra valore nominale e reale questa differenza è l'errore oppure lo scarto di regolazione. L'errore è amplificato nell'amplificatore **V** e può quindi eccitare la bobina della servovalvola **SV**. Di conseguenza la servovalvola si apre ed il pistone si sposta. Anche la posizione del potenziometro **P2** varia, la tensione del valore reale si avvicina sempre più alla tensione del valore nominale, compensandola appena raggiunta la posizione richiesta. Durante questa fase l'errore si riduce gradualmente e, nonostante l'amplificazione, la bobina della servovalvola dispone di corrente sempre minore. Ossia la servovalvola si chiude gradualmente, decelerando il pistone. Raggiunta la posizione richiesta l'errore è azzerato e la servovalvola chiusa. Si nota così che i fattori di disturbo che intervengono su un servocomando in un circuito di regolazione chiuso sono

molto limitati o addirittura ininfluenti. Questa è una caratteristica essenziale della tecnica di regolazione e della servo idraulica. (Fig. 50.6)

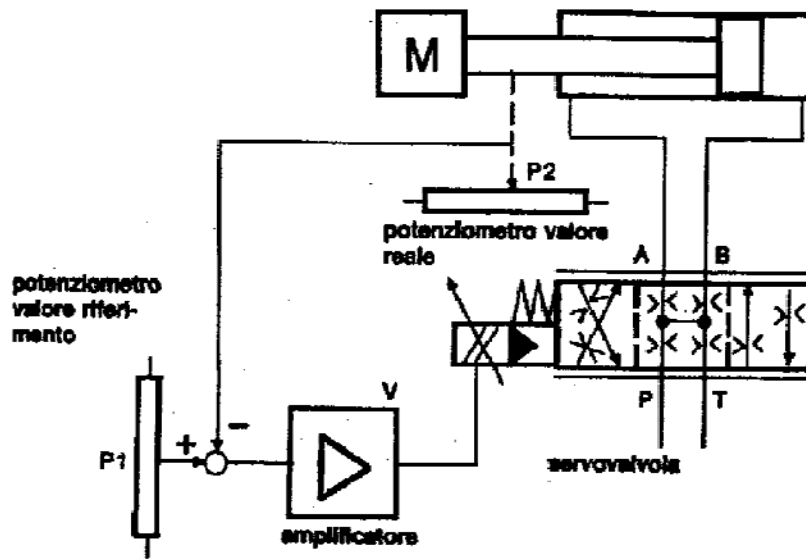


Fig. 50.6

16.2.2 SERVOCOMANDO

Chiudendo l'interruttore "a", l'amplificatore proporzionale "b" comanda la valvola proporzionale direzionale in base al valore nominale impostato. La valvola proporzionale si apre, permettendo una certa portata di flusso (Fig. 50.7). L'asta del pistone del cilindro Z si sposta. Se il pistone del cilindro all'apertura dell'interruttore "a" deve restare fermo in un punto ben preciso e riproducibile, questo non è sempre possibile.

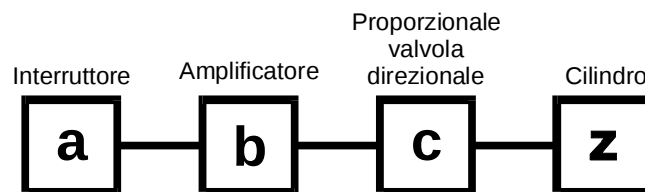


Fig. 50.7 – schema a blocchi di un servocomando

I motivi sono:

- Le caratteristiche di risposta della valvola proporzionale variano con la viscosità dell'olio.
- La caduta di pressione sulla valvola varia in base alle perdite nei condotti per effetto della viscosità.
- Con valore Δp differente risultano portate differenti e, quindi velocità di regolazione del cilindro differenti.
- La corsa di decelerazione varia in funzione della massa spostata e della velocità di regolazione.

Tutti questi "fattori di disturbo" si ripercuotono interamente sul risultato di un servocomando.

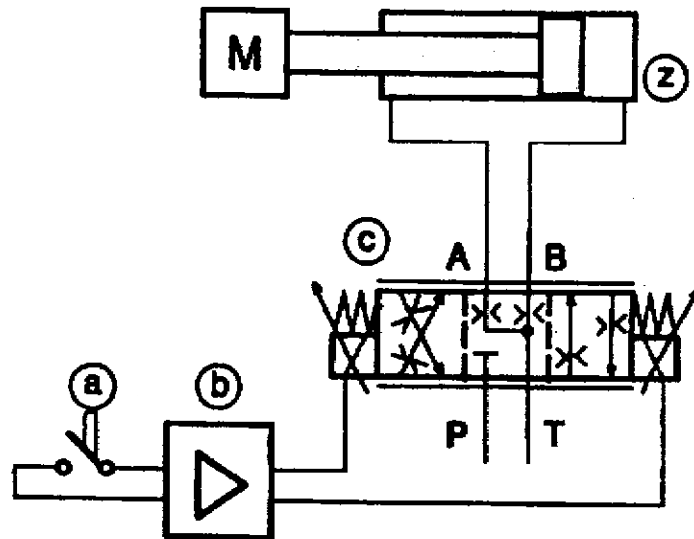


Fig. 50.8 - sistema di comando con valvola proporzionale direzionale

17 TECNICA DELLE VALVOLE PROPORZIONALI

La tecnica delle valvole proporzionali, quale anello di congiunzione tra la tecnica di comando e quella di regolazione, è oggi divenuto un concetto ben chiaro nell'ambito dell'oleodinamica. I vantaggi offerti da questo sistema non hanno tardato molto a farsi apprezzare.

Cosa s'intende per tecnica proporzionale?

La Fig. 51.1 mostra innanzi tutto il percorso del segnale.

Un segnale di tensione in ingresso (in prevalenza tra 0 e + 9V) è convertito attraverso un amplificatore in una corrente funzione della tensione stessa. Per es. $1 \text{ mV} = 1 \text{ mA}$. Questo segnale elettrico d'ingresso è trasformato dal magnete proporzionale in grandezze d'uscita quali forza e corsa.

Le grandezze forza o corsa come segnale d'ingresso per la parte della valvola strettamente idraulica si tramutano in una portata o in una pressione.

Per l'attuatore e, di conseguenza, per l'operazione finale della macchina, questo significa controllare con continuità non solo la direzione, ma anche la velocità e la forza.

Allo stesso modo in funzione del comportamento nel tempo, per es. variazione della portata, anche l'accelerazione o decelerazione potranno essere controllati con continuità.

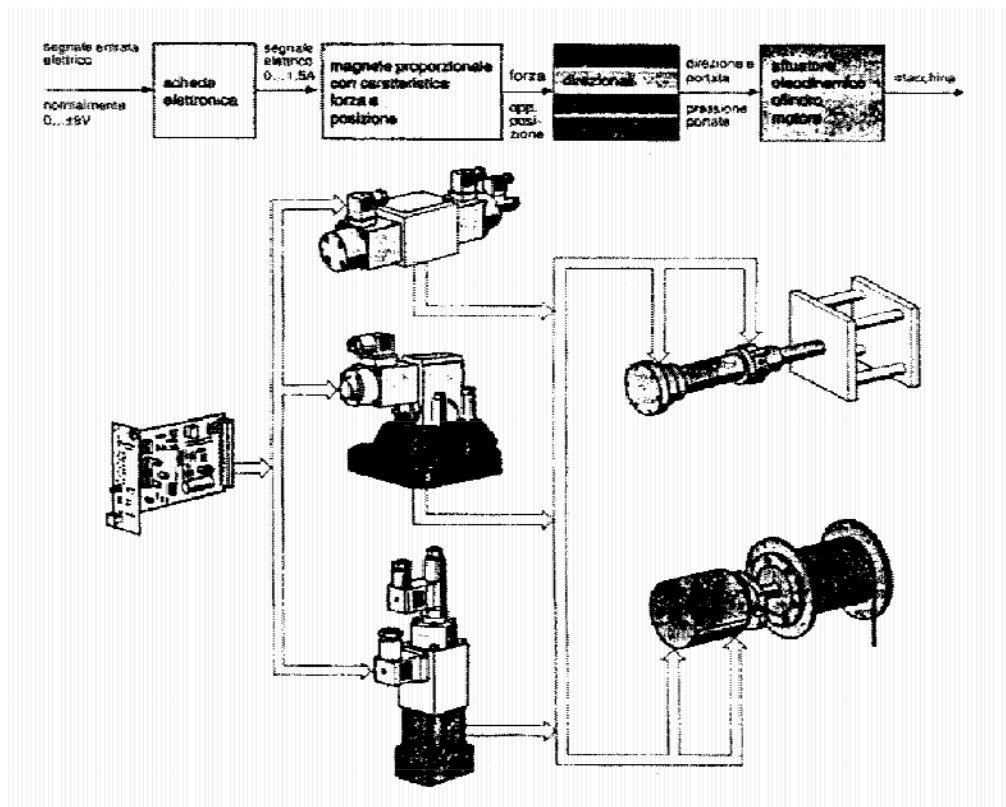


Fig. 51.1 - Percorso del segnale

17.1 I MAGNETI PROPORZIONALI

Essi costituiscono l'anello di congiunzione tra l'elettronica e l'oleodinamica. I magneti proporzionali sono magneti a corrente continua.

Essi trasformano proporzionalmente un segnale elettrico in ingresso in una forza o in uno spostamento.

In funzione dell'applicazione pratica si distingue tra:

magnet con caratteristiche di posizione cosiddetti "magnet a posizione regolata"

magnet con caratteristiche di forza, cosiddetti "magnet a forza regolata".

17.1.1 MAGNETE A FORZA REGOLATA

La forza di questo magnete è regolata variando il segnale elettrico (Fig. 51.2) senza spostamenti dell'elemento mobile.

Con retroazione nell'amplificatore la corrente del magnete e quindi la sua forza restano costanti, pur variandone la resistenza. La caratteristica essenziale del magnete proporzionale a forza regolata è la curva forza/corsa.

La forza del magnete resta costante in un certo campo di corsa a corrente costante (Fig. 51.3). Il magnete indicato ha una corsa di ca. 1,5 mm. È utilizzato pertanto questo campo.

Le dimensioni d'ingombro del magnete a forza regolata sono contenute grazie anche alla corsa ridotta.

Per questo motivo il magnete a forza regolata è adottato sulle valvole proporzionali direzionali e regolatrici di pressione.

La forza del magnete proporzionale è un magnete regolabile a corrente continua funzionante in un bagno d'olio.

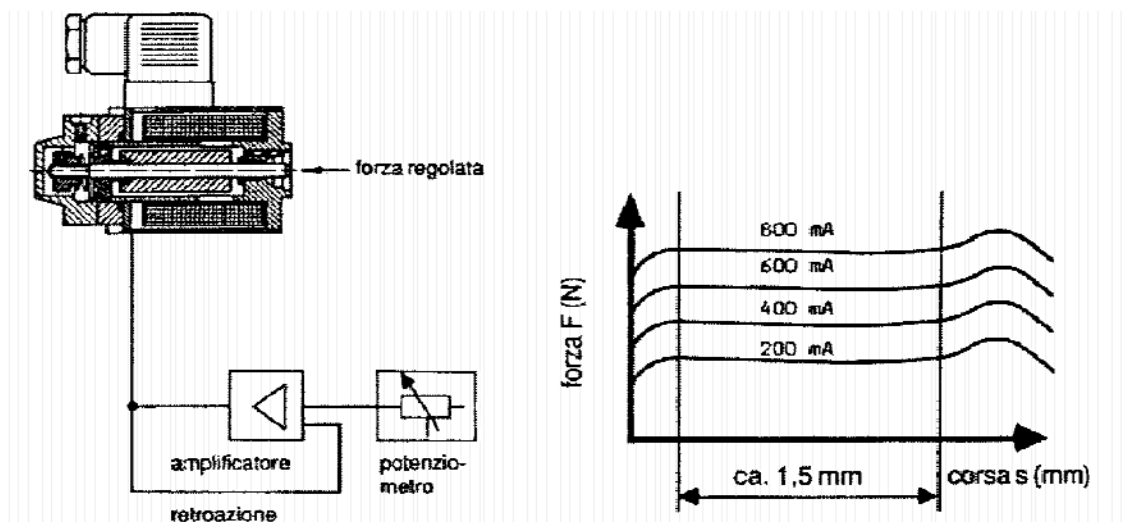


Fig. 51.2 - Magnete proporzionale a forza regolata Fig. 51.3 - Curva caratteristica forza/corsa

17.1.2 MAGNETE A POSIZIONE REGOLATA

La posizione dell'elemento mobile di questo magnete (Fig. 51.4) è controllata da un circuito di regolazione chiuso e mantenuta costante indipendentemente dalla forza di reazione, se quest'ultima rientra nel campo ammesso dal magnete (Fig. 51.5). Con questo magnete si possono per es. azionare direttamente i pistoni di comando di valvole direzionali, regolatrici di flusso e di pressione. La corsa del magnete varia in base alle dimensioni tra 3-5 mm. Il magnete a posizione regolata è impiegato soprattutto, come già detto, per valvole proporzionali a 4 vie ad azionamento diretto. Attraverso la retroazione elettrica, l'isteresi e gli errori di ripetibilità del magnete si mantengono entro valori molto ridotti. Inoltre le forze che si determinano sul pistone della valvola sono bilanciate (forza magnetica relativamente piccola rispetto alle forze di disturbo). Sulle valvole pilotate la superficie di posizionamento è raggiunta dalla pressione di pilotaggio. Le forze di posizionamento disponibili sono di notevole intensità, per questo le forze di disturbo non producono in percentuale lo stesso effetto. Per questa ragione è possibile adottare valvole proporzionali pilotate senza retroazione elettrica.

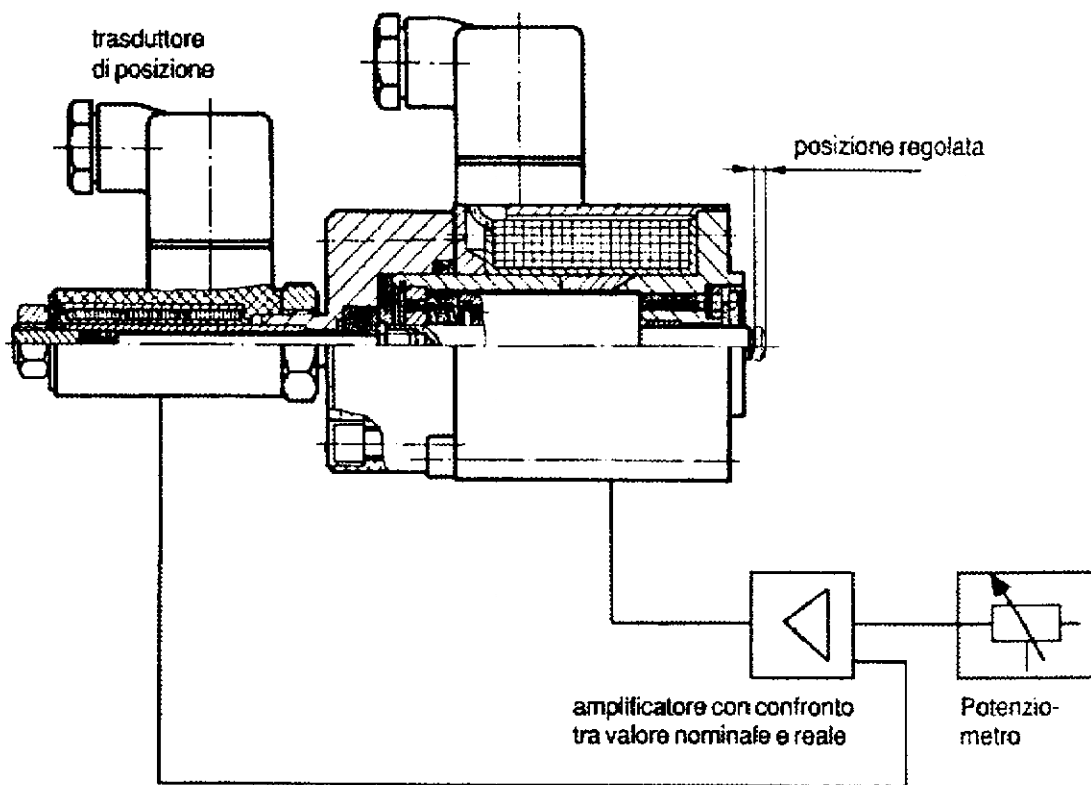


Fig. 51.4 - Magnete proporzionale a posizione regolata

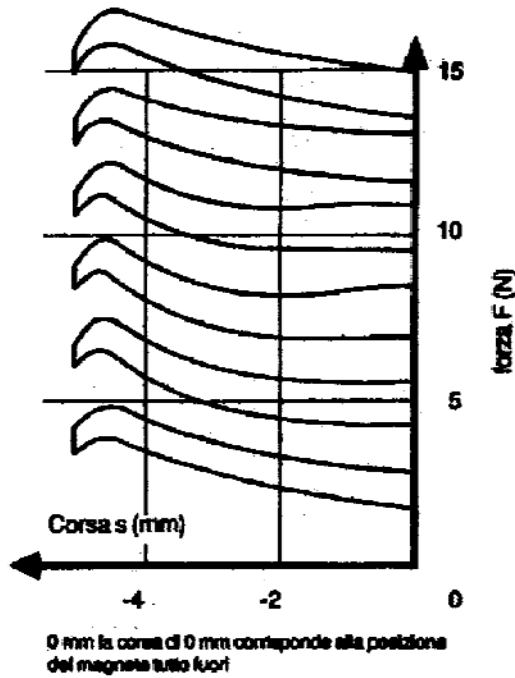


Fig. 51.5 - Caratteristica magnete a posizione regolata

17.2 VALVOLE PROPORZIONALI: CON TRASDUTTORE O SENZA TRASDUTTORE?

Da un punto di vista assolutamente generale in confronto tra le valvole proporzionali oleoidrauliche attualmente disponibili sul mercato mette in evidenza due tendenze di progetto e di realizzazione profondamente diverse.

In dettaglio si tratta, da un lato, di famiglie di componenti immediatamente derivati da componenti oleoidraulici tradizionali e dove in ogni caso l'elemento pilota risulta un affinamento di una valvola di controllo pressione di tipo meccanico di cui conserva sostanzialmente la semplicità costruttiva (in seguito saranno semplicemente chiamate valvole del primo tipo).

Dall'altro lato si trovano famiglie di componenti di struttura non sempre derivata da componenti tradizionali ed inoltre con elementi di pilotaggio complessi dotati d'accurati sistemi di retroazione montati normalmente solidali all'ancora del solenoide di comando e/o al cursore del pilotaggio principale (verranno in seguito chiamate valvole del secondo tipo).

La loro funzione è quindi quella di fornire una regolazione fine, controllata in anello chiuso di posizione, della corsa del solenoide che presiede di regolazione ad anello aperto l'impiego di un componente di questo tipo non garantisce in maniera assoluta la precisione e la ripetibilità della regolazione fine dell'organo (o del ciclo) da controllare poiché tra il solenoide del pilota e l'organo da controllare sono interposti almeno un cursore di regolazione, una valvola pilotata, il sistema idraulico e l'attuatore finale, ognuno dei quali è fonte di disturbi e interazioni durante la regolazione.

Volendo schematizzare si può affermare che in questo caso nel sistema di regolazione ci si trova di fronte ad uno stadio iniziale molto preciso a valle del quale ci sono ulteriori stadi che producono disturbi il cui effetto è di produrre comunque errate regolazioni fini. Ed è quindi evidente come può

risultare superfluo avere un primo stadio di regolazione molto preciso se gli altri stadi successivi tendono a perdere inevitabilmente tale rigore di precisione (o comunque ad attenuarne gli effetti).

Bisogna inoltre rilevare che le valvole di questo tipo richiedono un sistema elettronico d'alimentazione relativamente complesso dovendo provvedere, oltre all'alimentazione, alla demodulazione ed al controllo del trasduttore associato.

L'impiego delle valvole del primo tipo presenta vantaggi pratici evidenti che, oltre alla già accennata maggiore semplicità costruttiva (e conseguentemente manutentiva), risultano in un sistema di controllo e di regolazione ulteriormente semplificato e infine in costi (iniziali e di manutenzione) decisamente più bassi.

Il discorso non può comunque essere liquidato con queste brevi e semplici considerazioni e vale quindi la pena di esaminare un po' più in dettaglio il funzionamento di una valvola proporzionale per cercare una giustificazione alle due diverse filosofie realizzative.

Esaminando una valvola di pilotaggio proporzionale rileviamo che essa è costituita nella quasi totalità dei casi da un otturatore, che crea una strozzatura per una vena fluida, azionato dal nucleo mobile di un solenoide; pur ammettendo di considerare invariabili le condizioni idrauliche al contorno (temperatura olio, portata, pressione all'ingresso, usure localizzate, ecc.) bisogna rilevare che il funzionamento della valvola è perturbato sostanzialmente da due importanti fattori:

- la variazione di resistenza elettrica della bobina del solenoide che provoca, a parità di tensione di alimentazione, variazioni di corrente e conseguente diversa influenza del comando elettrico sull'effetto di regolazione dell'attuatore;
- gli attriti e le reazioni delle molle che ostacolano o influenzano il libero scorrimento del nucleo mobile del solenoide creando isteresi.

Per ovviare a tali inconvenienti le valvole del primo tipo si affidano solo all'elettronica di comando che è concepita in modo da fornire una regolazione in corrente controllata ed insensibile a variazioni di resistenza e genericamente alle perturbazioni di natura elettrica nell'alimentazione; l'elettronica inoltre è in grado di generare un'opportuna frequenza d'alimentazione che elimina attriti statici mantenendo sempre in movimento o meglio in vibrazione il nucleo del solenoide e, attraverso questo, l'otturatore della valvola, senza però che ciò produca sensibile influenza sulla regolazione.

Le valvole del secondo tipo sono provviste di un trasduttore di posizione che con la propria elettronica di retroazione fa in modo che il nucleo del solenoide e quindi l'otturatore che gli è solidale assuma a parità di segnale di pilotaggio sempre la medesima posizione indipendentemente da variazioni di resistenza della bobina e dagli attriti tipici della costruzione.

Ne risulta un componente che nel proprio ambito presenta una bassa isteresi e buona ripetibilità ma che in assoluto, in un sistema di regolazione ad anello aperto, non è normalmente in grado di garantire prestazioni assolutamente ripetitive. Cercando di quantificare e di riassumere i possibili risultati in maniera sintetica, puramente indicativa e senza pretese di generalizzazione, avremo grosso modo:

Per i sistemi ad anello aperto con valvole del primo tipo e relativa elettronica d'alimentazione:

- costo globale: X
- grado di prestazione medio globale: Y
- messa in funzione: intuitiva
- manutenzione: semplice

Con valvole del secondo tipo e relativa elettronica di trasduzione e d'alimentazione:

- costo globale: Z (molto superiore a X)
- grado di prestazione simile o poco superiore a Y

- messa in funzione: richiede personale specializzato
- manutenzione: complessa

Per i sistemi ad anello chiuso come più sopra detto e con valvole del primo tipo:

- costo globale all'incirca come Z
- grado di prestazione: W (notevolmente superiore a Y)
- messa in funzione: richiede personale specializzato
- manutenzione: relativamente semplice

Per i sistemi ad anello chiuso come più sopra detto e con valvole del secondo tipo e relativa elettronica di trasduzione:

- costo globale superiore a Z
- grado di prestazione: W
- messa in funzione: richiede personale specializzato
- manutenzione: complessa

17.2.1 Conclusioni

Cercando di tirare delle conclusioni si può affermare, anche in base ad una certa e consolidata esperienza applicativa, che:

- 1) le valvole proporzionali senza trasduttore, privilegiando semplicità costruttiva e praticità d'impiego, consentono bassi costi d'acquisto, d'installazione e d'impiego;
- 2) nei sistemi di regolazione ad anello chiuso le valvole proporzionali senza trasduttore consentono uguali risultati rispetto alle valvole con trasduttore;
- 3) nei sistemi ad anello aperto le valvole senza trasduttore assolvono la loro funzione regolante con la massima affidabilità ed efficacia di risultati delle valvole con trasduttore;
- 4) solo per alcune specifiche ed alquanto rare applicazioni, l'impiego di valvole con trasduttore può presentare qualche vantaggio rispetto alle valvole senza trasduttore (sistemi ad anello aperto esenti da disturbi o variazioni delle condizioni ambientali e al contorno). Per questi casi resta sempre valida la considerazione che, a parità di costi finali e modalità di messa in funzione, è conveniente prevedere un sistema di regolazione ad anello chiuso, usando valvole senza trasduttore con duplice vantaggio di migliori prestazioni del sistema e d'impiego di componenti semplificati. In questi casi è poi di notevole aiuto poter disporre d'attuatori (cilindri e motori) con trasduttore incorporato ormai abbastanza diffusi e disponibili. Questa rappresenta per l'utilizzatore la soluzione decisiva per il problema, sovente lamentato, di dover prevedere accoppiamenti esterni, costosi e fastidiosi in caso d'impiego di sistemi ad anello chiuso con trasduttore.

17.3 VALVOLE DISTRIBUTRICI PROPORZIONALI

Le valvole distributrici proporzionali sono utilizzate per controllare la direzione e la portata del fluido; possono essere a comando diretto o pilotato. Come per una valvola direzionale standard il magnete proporzionale agisce direttamente sul pistone della valvola stessa.

17.3.1 AZIONAMENTO PROPORZIONALE DIRETTO

I componenti principali della valvola sono il corpo, uno o due magneti proporzionali con trasduttore di posizione induttivo, il pistone di comando e una o due molle di richiamo (figura 51.6). A magneti diseccitati il pistone di comando viene trattenuto in posizione centrale dalle molle di richiamo. Il pistone viene direttamente comandato dal magnete proporzionale. Sul pistone raffigurato il passaggio tra P, A, B e T è bloccato. Eccitando per es. il magnete A (a sinistra), il pistone viene sospinto a destra liberando il passaggio $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$. Poiché il trasduttore è a doppia corsa, vengono così controllate entrambe le direzioni. Nell'amplificatore il valore reale (posizione effettiva del pistone) viene confrontato con il valore prefissato. Si tratta di un circuito di regolazione di posizione, che individua gli scostamenti tra valore nominale e valore reale, correggendoli sui rispettivi magneti con adeguati segnali. Ciò significa che in base alle dimensioni della valvola l'isteresi e la ripetibilità della valvola stessa si aggirano su $\frac{3}{4}$ 1%. Quanto più alto è il segnale proveniente dal circuito di comando tanto più a destra avviene lo spostamento del pistone. La corsa è quindi proporzionale al segnale elettrico. Quanto maggiore la corsa, tanto maggiore la sezione di passaggio e quindi la portata.

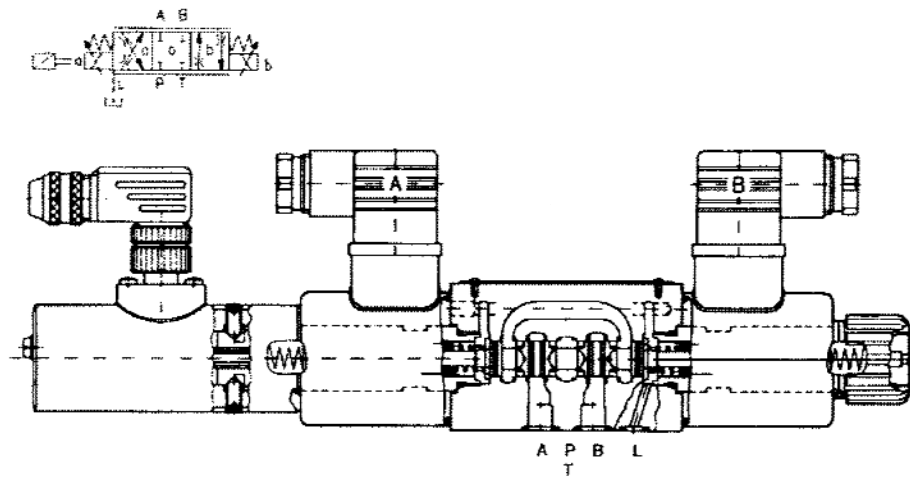


Fig. 51.6 - Distributore proporzionale a comando diretto con retroazione elettrica

17.3.2 AZIONAMENTO PROPORZIONALE PILOTATO

Come sulle valvole direzionali anche sulle valvole proporzionali le grandi portate vengono controllate da valvole pilotate. Il motivo è dovuto anche in questo caso alle forze necessarie per lo spostamento del pistone principale di comando. Di regola le valvole fino a GN 10 sono ad azionamento diretto, mentre per dimensioni superiori sono pilotate. Un distributore proporzionale

pilotato (Fig. 51.8) è costituito da una valvola pilota con i magneti proporzionali, da una valvola principale con il relativo pistone di comando e una molla di centraggio. Come magnete proporzionale viene adottato quello con caratteristiche di forza. Ne illustriamo brevemente il funzionamento:

Il segnale proveniente dal circuito elettrico viene trasformato nel magnete proporzionale o in una forza proporzionale. In funzione della forza otteniamo all'uscita (**A o B**) della valvola pilota una pressione. Questa pressione agisce su una superficie del pistone principale, spingendolo contro la molla fino a stabilire una situazione d'equilibrio tra forza della molla e forza provocata dalla pressione sul pistone di comando. La corsa del pistone di comando e, quindi, la sezione di passaggio sono in funzione del valore della pressione agente sulla superficie del pistone. Per regolare la pressione si possono impiegare apposite valvole limitatrici o regolatrici. La valvola qui descritta ha una valvola regolatrice di pressione come valvola di pilotaggio. Il vantaggio è dovuto al fatto che l'olio di comando non affluisce in permanenza. La valvola di controllo pressione a 3 vie (Fig. 51.7) è costituita da 2 magneti proporzionali (**1 e 2**), dal corpo (**3**), da un pistone di comando (**4**) e da 2 pistoncini differenziali (**5 e 6**). Il magnete proporzionale trasforma un segnale elettrico in una forza proporzionale, ossia un aumento del segnale di comando produce una forza proporzionalmente maggiore. La forza del magnete prodotta resta costante per l'intera corsa di regolazione. Sui magneti non eccitati (vedi Fig. 51.7), il pistone di comando (**4**) viene trattenuto in posizione centrale da molle. Gli attacchi **A e B** sono collegati con l'attacco **T** e, quindi, senza pressione. L'attacco **P** è bloccato. Eccitando per es. il magnete **B (1)**, la forza esercitata dal magnete agisce attraverso il pistoncino (**5**) sul pistone di comando (**4**), sospingendolo a destra. Affluisce così olio da **P** a **A**, mentre l'attacco **B** continua ad essere collegato con **T**. La pressione nell'attacco **A** investe tramite il foro radiale nel pistone di comando (**4**) il pistoncino differenziale (**6**). La spinta derivante dalla pressione controbilancia la forza del magnete e spinge il pistone (**4**) in chiusura, una volta raggiunte le condizioni di equilibrio tra le due forze.

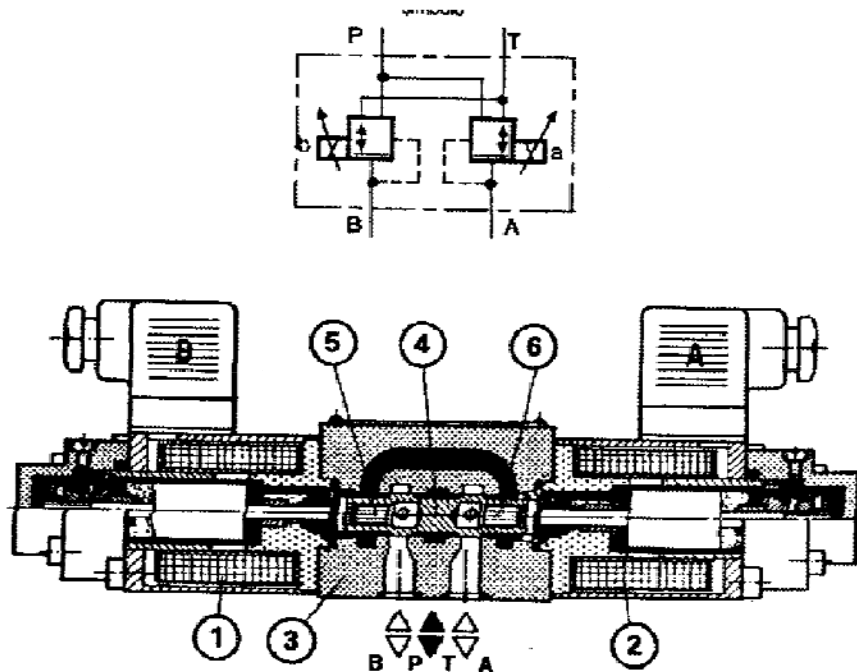


Fig. 51.7 - Valvola regolatrice di pressione proporzionale a 3 vie tipo 3 DREP 6, utilizzata come valvola pilota

Il pistoncino differenziale (6) si arresta sull'astina del magnete. Il passaggio da $P \rightarrow A$ s'interrompe, la pressione nell'attacco **A** resta costante. La riduzione della forza del magnete genera una pressione che esercita una spinta sul pistone di comando (4), che perciò viene sospinto a sinistra. Attraverso il passaggio $A \rightarrow T$ parte dell'olio si scarica, riducendo la pressione. Equilibrio di forze significa mantenimento costante della pressione, anche se a livello minore. In posizione di riposo -magnete proporzionale diseccitato - gli attacchi **A** o **B** verso **T** sono aperti, ossia l'olio è a scarico, mentre **B** o **A** sono senza pressione. Contemporaneamente s'interrompe il collegamento $P \rightarrow A$ o $P \rightarrow B$. Con la valvola pilota variamo quindi la pressione sugli attacchi A o B proporzionalmente rispetto al segnale d'entrata. Se le camere 10 e 12 (Fig. 51.9) sono collegate a scarico, il pistone principale (8) viene trattenuto in posizione centrale dalla molla di centraggio (9). Parliamo ora dell'effetto sul pistone principale. Eccitando ad es. nuovamente il magnete **B**, l'olio perviene nella camera (10) internamente dal condotto **P** o esternamente tramite l'attacco **X** attraverso la valvola pilota, dove si determina una pressione proporzionale al segnale d'entrata. La pressione spinge il pistone principale (8) sulla molla (9) (Fig. 51.9a) fino ad equilibrare la forza della molla e quella esercitata dalla pressione. Il valore della pressione determina la posizione del pistone e, quindi, la sezione di passaggio e la portata. La configurazione del pistone di comando principale corrisponde a quella dei distributori proporzionali a comando diretto. Eccitando il magnete **A**, nella camera (12) si genera una pressione in funzione del segnale, che spinge nuovamente il pistone di comando (Fig. 51.9b) sulla molla (9) attraverso un tirante (13) collegato rigidamente al pistone. La molla (9) è precaricata tra i piattelli e montata senza gioco tra coperchio e corpo. L'impiego di una molla per i due sensi del pistone di comando assicura lo stesso spostamento in entrambi i sensi a segnale costante. Inoltre la sospensione dei piattelli presenta un'isteresi particolarmente bassa. Mettendo la camera a scarico, la molla riporta il pistone in posizione centrale. La possibilità di comando del pistone di comando (internamente o esternamente) sono come quelle esistenti per le valvole direzionali pilotate.

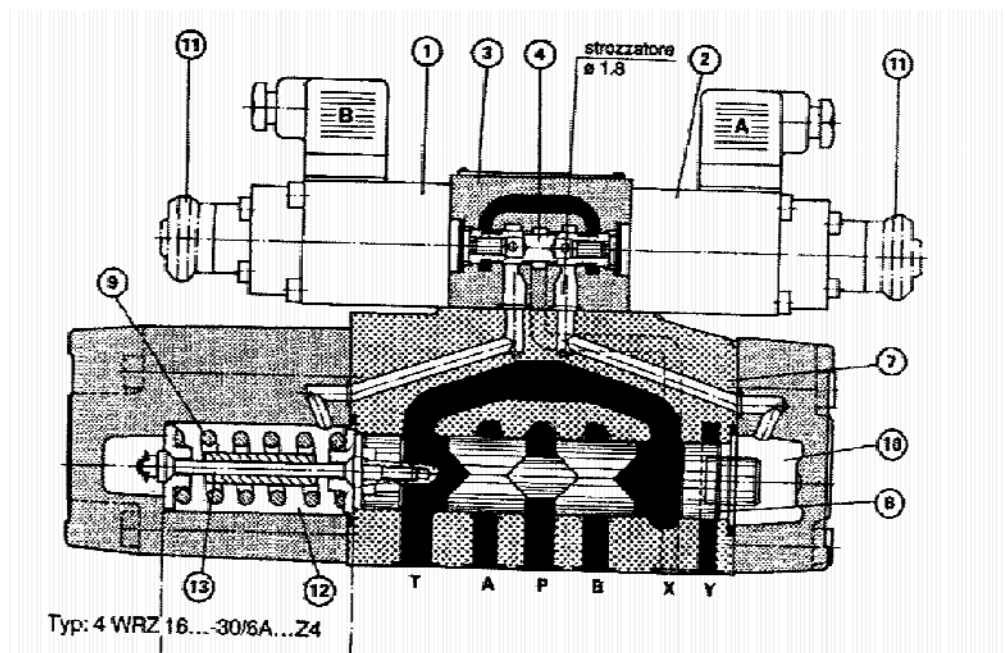


Fig. 51.8 - Distributore proporzionale pilotato tipo 4 WRZ con "centraggio a molla" unilaterale

Fig. 51.9a

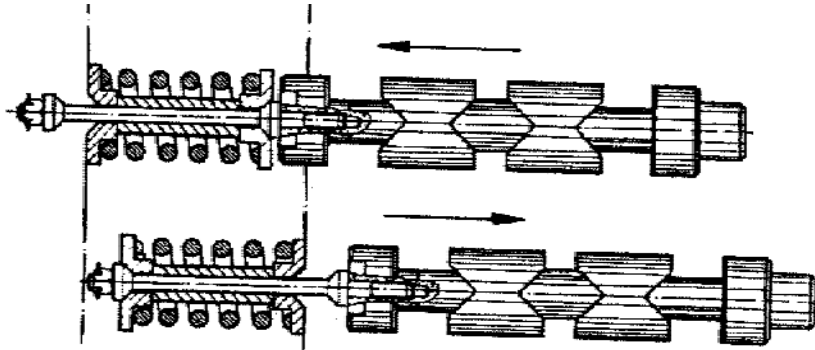


Fig. 51.9b

17.4 APPLICAZIONI DELLE VALVOLE DISTRIBUTRICI PROPORZIONALI

17.4.1 CONTROLLO DI VELOCITÀ PER UNITÀ DI TRASLAZIONE

Lo scopo del circuito della Fig. 51.10 è di garantire un azionamento a velocità costante del motore **M** di comando della tavola **T**, con inversioni graduali del moto. Si è adottato un sistema ad anello chiuso con una dinamo tachimetrica **DT** accoppiata al motore idraulico. I due potenziometri **P₁** e **P₂**, opportunamente commutati da finecorsa elettrici, forniscono i riferimenti di velocità per i movimenti di avanzamento e di ritorno. La valvola proporzionale **D**, a centro aperto, garantisce la dolcezza all'inversione con commutazione della portata senza discontinuità. L'elettrovalvola **E**, di tipo on/off, garantisce l'arresto immediato della tavola.

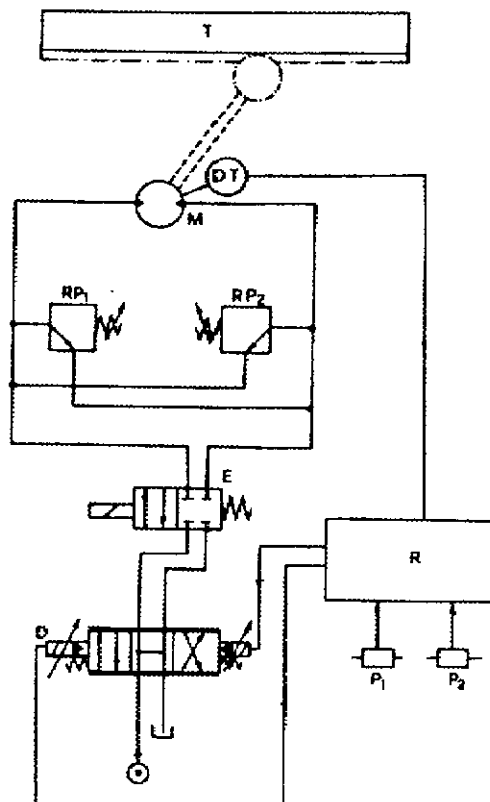


Fig. 51.10 - Circuito per il controllo della velocità di un'unità di traslazione

17.4.2 COMANDO A DISTANZA DI UN BRACCIO MANIPOLATORE

La Fig. 51.11 illustra un sistema per il comando a distanza di un braccio di manipolazione per fonderia. Esso è equipaggiato con tre attuatori C_1 , C_2 e C_3 che hanno un potenziometro incorporato per il rilevamento della posizione. Tramite i tre distributori proporzionali D_1 , D_2 e D_3 ed i relativi regolatori elettronici R_1 , R_2 e R_3 è possibile controllare in anello chiuso le velocità e gli spostamenti dei tre assi. Tramite un opportuno braccio di comando, geometricamente del tutto simile a quello di manipolazione, l'operatore può guidare l'organo di presa sui particolari caldi di fonderia rimanendo in zona protetta ed esercitando il minimo sforzo di manovra. Le valvole di ritegno servono a garantire l'arresto del braccio nella posizione raggiunta, in assenza di alimentazione idraulica.

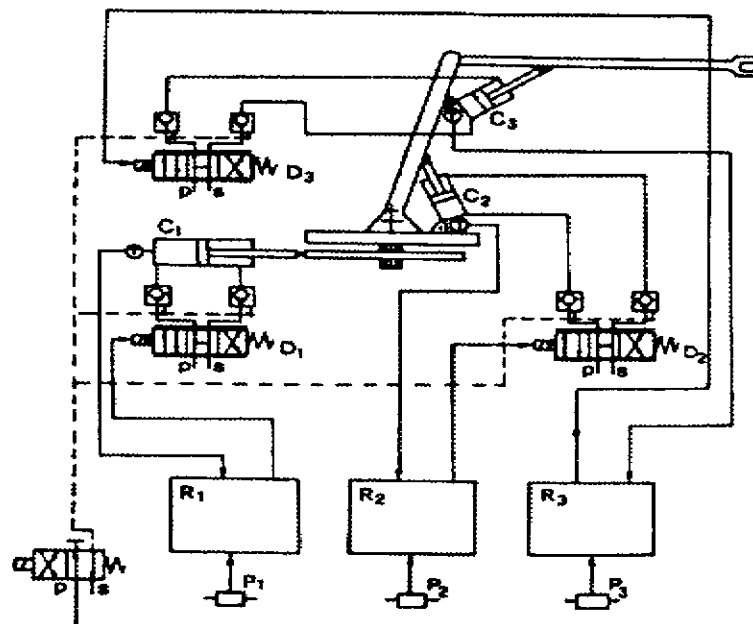


Fig. 51.11 - Circuito oleodinamico di comando a distanza di un braccio manipolatore per fonderia

17.4.3 CONTROLLO DELLA POSIZIONE ORIZZONTALE DI PIATTAFORME DI LAVORO SOSPESSE

La piattaforma mobile viene mantenuta in posizione al variare dell'inclinazione del braccio sul quale essa è montata (Fig. 51.12). Il sistema elettroidraulico agisce sulla piattaforma mediante il cilindro C in modo tale da mantenere costantemente sullo zero meccanico e quindi elettrico il sensore d'inclinazione S fissato in modo solidale con la piattaforma. Mantenendo il riferimento di posizione fisso sullo zero il sistema agirà in modo da mantenere in posizione orizzontale il pendolo montato solidale con la piattaforma. Il sistema lavora in anello chiuso; il regolatore elettronico R confronta continuamente il segnale proveniente dal sensore con il riferimento fisso di posizione ed agisce sull'elettrovalvola D .

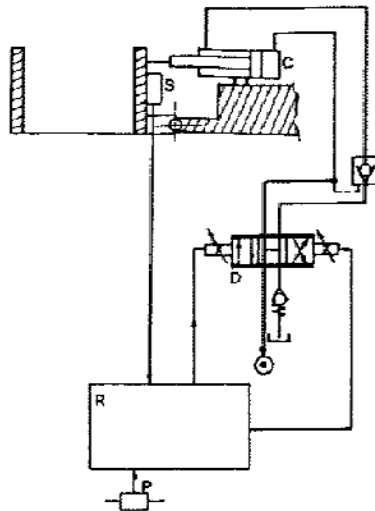


Fig. 51.12 - Circuito di comando di un sistema per il controllo della posizione orizzontale di una piattaforma sospesa

17.4.4 DISPOSITIVO COPIATORE

Il sistema di copiatura della Fig. 51.13 si compone di un cilindro attuatore **C**, con trasduttore incorporato, azionato da una valvola proporzionale **D**. Il regolatore elettronico **R** riceve, quale segnale di riferimento, un valore di tensione proveniente dal trasduttore lineare induttivo accoppiato meccanicamente al tastatore. Attraverso il regolatore elettronico si realizza una corrispondenza tra le posizioni verticali dell'equipaggio tastatore e quelle dell'attuatore che porta l'utensile sul pezzo da lavorare.

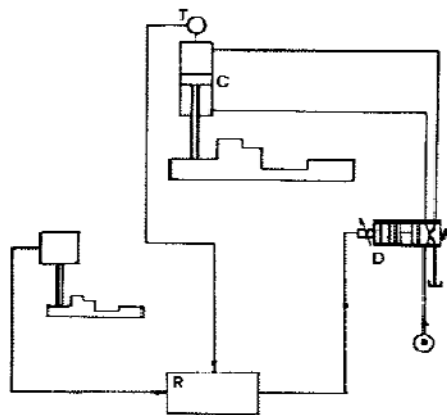


Fig. 51.13 - Comando di un tastatore per macchina utensile copiatrice

17.4.5 TELECOMANDO PER POMPA A PORTATA VARIABILE

La regolazione della portata della pompa **P** della Fig. 51.14 è ottenibile per mezzo dello spostamento angolare della leva **L**. Il controllo può essere realizzato utilizzando il cilindro

posizionatore C accoppiato alla leva, il distributore proporzionale D e leva potenziometrica LP che invia il segnale di riferimento al regolatore elettronico R. Il sistema mostrato in figura è in anello chiuso poiché il trasduttore di misura T collegato allo stelo del cilindro effettua la retroazione.

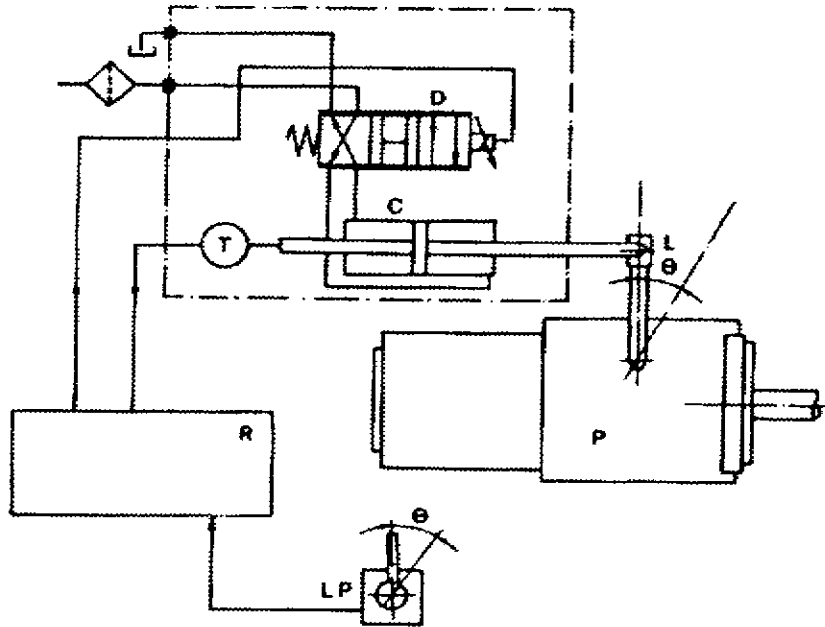


Fig. 51.14 - Telecomando idraulico per pompa a portata variabile monodirezionale

17.5 VALVOLE PROPORZIONALI DI PRESSIONE

Esse servono per la regolazione a distanza della pressione attraverso segnali elettrici che modificano il valore di pressione. Si può così adeguare la pressione alle esigenze che di volta in volta si presentano durante un processo di lavorazione.

17.5.1 VALVOLE PROPORZIONALE DI MASSIMA PRESSIONE A COMANDO DIRETTO

Le valvole di massima proporzionali Denison tipo **R1EP01** ad azionamento diretto con magnete proporzionale regolato in anello chiuso di posizione, sono state sviluppate per permettere la taratura della pressione d'esercizio in modo indipendente dalla portata (Fig. 51.15). Sono realizzate nella consueta e sperimentata esecuzione a sede e sono costituite essenzialmente da corpo, sede, cono, 2 molle di pressione e dal magnete di regolazione, dotato di trasduttore di posizione induttivo integrato. La **R1EP01** viene usualmente impiegata come valvola di regolazione di pressione a comando elettrico a distanza. La valvola viene fornita in esecuzione per montaggio a piastra, con piano di posa A6 sec DIN 24340, CETOP 03, in cui vengono utilizzate le connessioni **P** e **T**. Quest'esecuzione permette inoltre il comando delle valvole di regolazione di pressione in esecuzione a cartuccia sec DIN 24342.

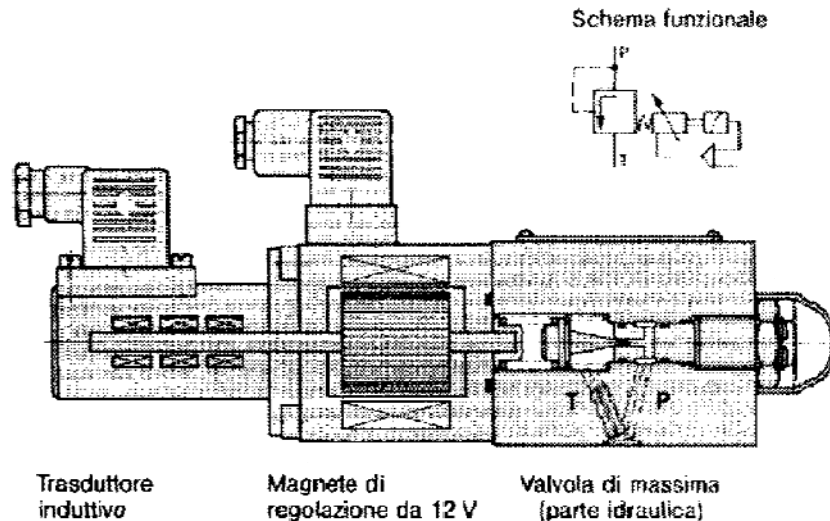


Fig. 51.15

17.5.1.1 Principio di funzionamento

Con l'immissione del segnale di riferimento le molle vengono precomprese dall'azione del magnete proporzionale. La sua variazione di posizione viene rilevata dal trasduttore (valore reale) e confrontata nel regolatore **PID** con il valore di riferimento. Lo scostamento di regolazione viene portato all'azzeramento nel momento in cui il valore reale coincide con il valore di riferimento. Eventuali disturbi di regolazione vengono rilevati dal trasduttore ed annullati. In tal modo risulta possibile l'ottenimento di un'alta ripetibilità e di una linea caratteristica pressione-valore di riferimento, praticamente libera da isteresi. In caso di assenza di retroazione del valore reale, la valvola si dispone in configurazione di esercizio con ricircolo di portata senza pressione (fail- safe). Non è necessaria una taratura meccanica del trasduttore. Eventuali differenze funzionali, causate dalle tolleranze costruttive dei singoli componenti possono venir eliminate con la taratura dello zero sulla scheda elettronica.

Una valvola di massima pressione proporzionale DENISON tipo **4VP01** ad azionamento diretto con magnete proporzionale senza retroazione e illustrata nella Fig. 51.16. la valvola viene fornita in esecuzione per montaggio a piastra, con piano di posa A6 secondo DIN 24340, CETOP 03, in cui vengono utilizzate le connessioni **P** e **T**, oppure nell'esecuzione a piastra intermedia per il montaggio diretto sulle valvole controllo pressione serie R4 (Fig. 51.18)

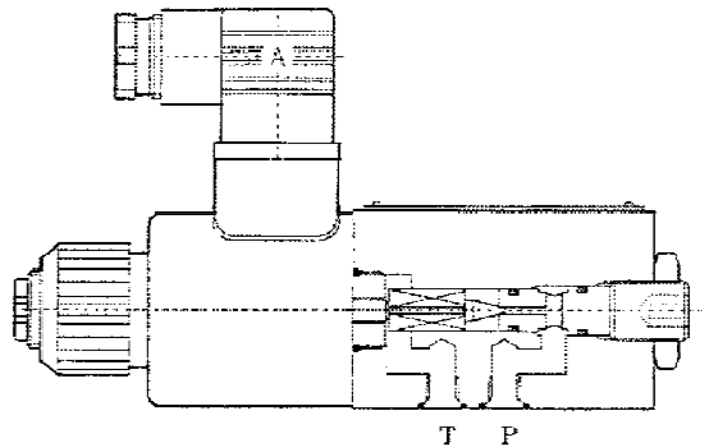


Fig. 51.16

17.5.2 VALVOLE PROPORZIONALI DI MASSIMA PRESSIONE PILOTATA

Per portate maggiori si adottano valvole pilotate (Fig. 51.17).

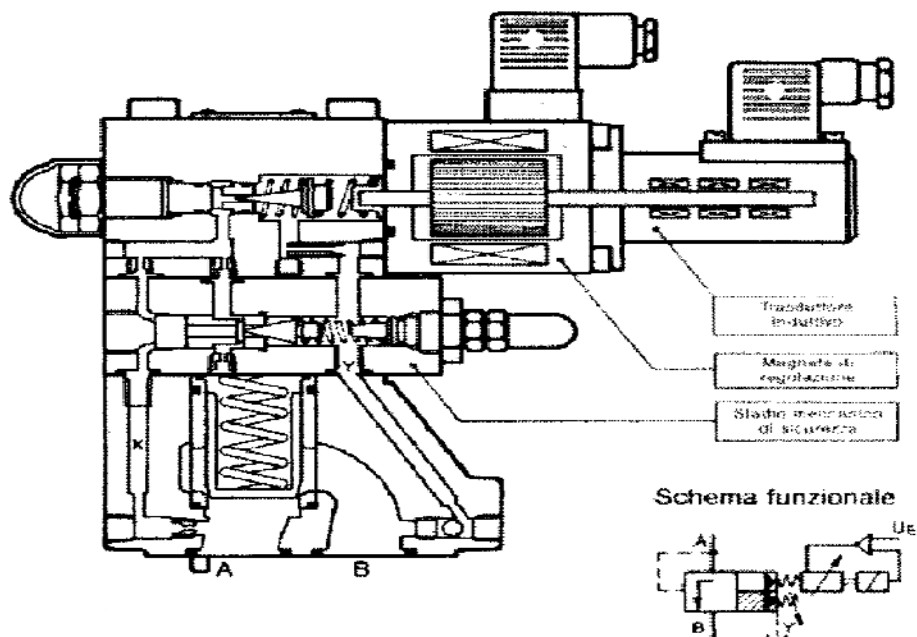


Fig. 51.17

17.5.2.1 Principio di funzionamento

Con l'immissione del segnale di riferimento, le molle vengono precomprese dall'azione del magnete proporzionale. La sua variazione di posizione viene rilevata dal trasduttore (valore reale) e confrontata nel regolatore **PID** con il valore di riferimento.

Lo scostamento di regolazione viene portato all'azzeramento, nel momento in cui il valore reale coincide con il valore di riferimento. Eventuali disturbi di regolazione vengono rilevati dal trasduttore ed annullati. In tal modo risulta possibile l'ottenimento di un'alta ripetibilità e di una linea caratteristica pressione-valore di riferimento praticamente libera da isteresi. In caso di assenza della retroazione del valore reale, la valvola si apre, permettendo il passaggio dell'olio senza contropressione (funzione fail-safe).

Per proteggere il sistema da segnali anormali sul magnete proporzionale, che provocherebbe pressioni troppo elevate, si può inserire a scelta una valvola di massima pressione caricata a molla.

Questa valvola può nello stesso tempo fare anche da protezione alla pompa. Per la regolazione della pressione sulla valvola di protezione occorre garantire una differenza di taratura della pressione max. sul magnete proporzionale, in modo che la valvola di protezione reagisca effettivamente solo alla presenza di punte di pressione. Questa differenza dovrebbe avere un valore orientativo di taratura a ca. 10% rispetto alla pressione d'esercizio max.

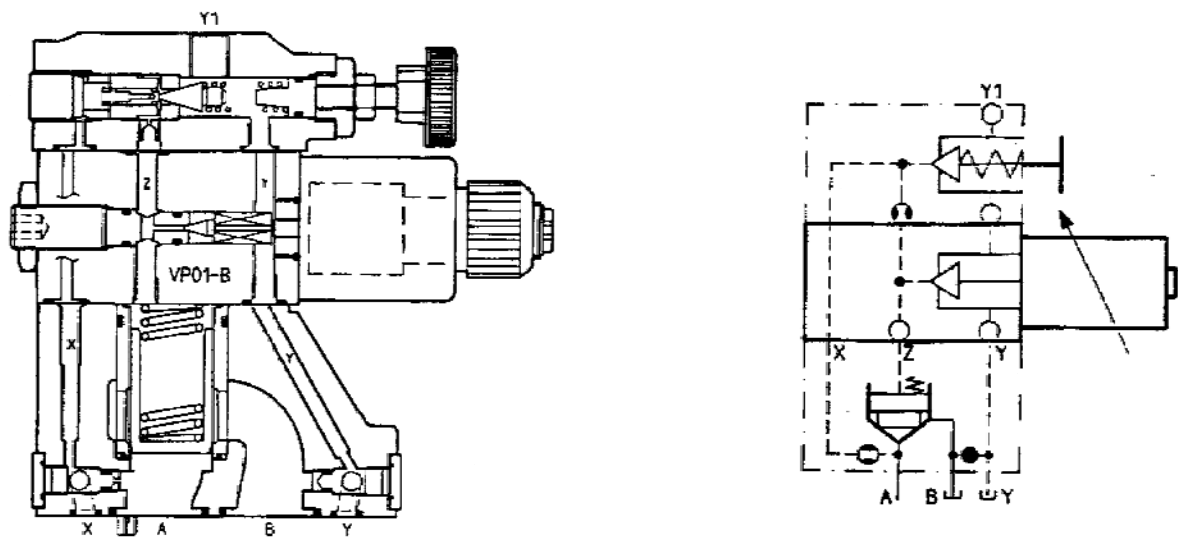


Fig. 51.18 valvola proporzionale di massima pressione pilotata DENISON serie R4V

17.5.3 VALVOLA PROPORZIONALE RIDUTTRICE DI PRESSIONE PILOTATA

La regolazione della pressione all'attacco **A** viene fatta da un segnale di corrente attraverso un magnete proporzionale (Fig. 51.19) Il funzionamento è descritto al Cap.23.

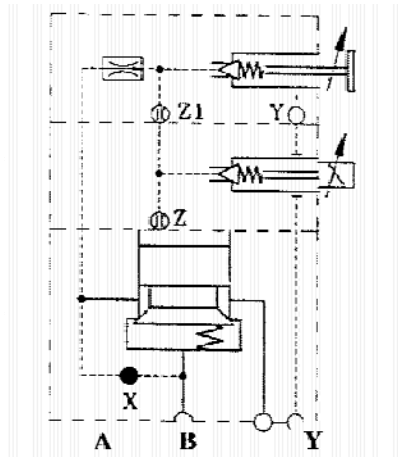


Fig. 51.19 - Valvola proporzionale riduttrice di pressione, pilotata DENISON serie R4R/R5R

17.6 APPLICAZIONI DELLE VALVOLE PROPORZIONALI DI PRESSIONE

17.6.1 SERVOFRENO AD AZIONE DIRETTA

Con riferimento alla Fig. 51.20 a forza frenante è determinata dalla pressione agente sulla camera posteriore del cilindro C a semplice effetto. La valvola proporzionale RP regola tale pressione. Essa è pilotata dalla corrente modulata dal regolatore R che elabora il segnale di riferimento proveniente dal potenziometro P opportunamente accoppiato al pedale del freno. L'elettrovalvola E, di tipo on/off, serve per la messa in scarico della portata d'olio.

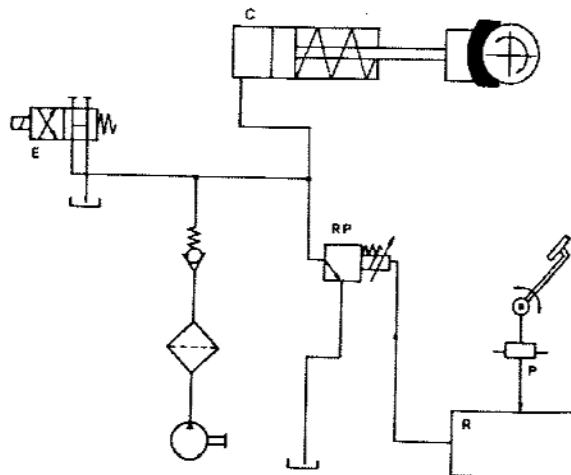


Fig. 51.20 - Servofreno idraulico ad azione diretta

17.6.2 AVVOLGITORE A TIRO COSTANTE

Due valvole di riduzione pressione 1 e 2 provvedono a variare la pressione idraulica del circuito in maniera tale da consentire variazioni di coppia in funzione della carica delle bobine avvolgitrici e avvolgitrici. Il rullo trascinatore viene a sua volta regolato in velocità tramite la valvola 3.

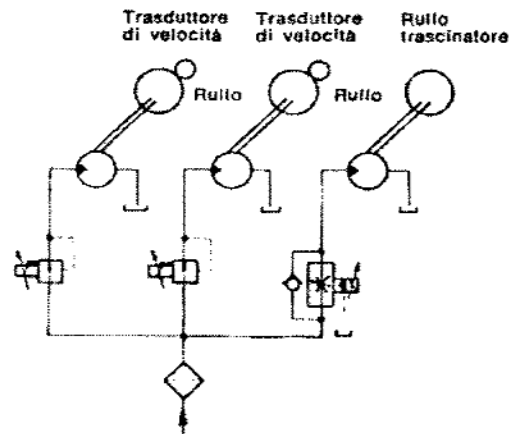


Fig. 51.21

17.6.3 PRESSA PER LA FORMATURA DI PARAURTI

L'impostazione di differenti valori di pressione sulla valvola **1** consente l'applicazione di differenti carichi di deformazione sulle barre che vengono posizionate in corrispondenza della pressa mediante una tavola. I trasduttori consentono una più precisa esecuzione delle regolazioni che sono controllate in anello chiuso.

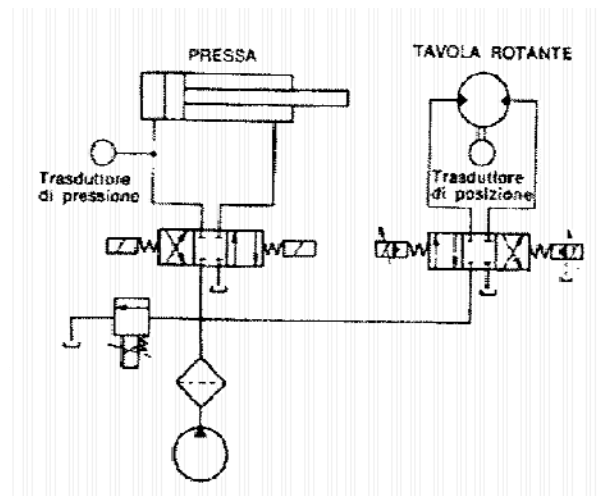


Fig. 51.22

17.7 VALVOLE PROPORZIONALI DI CONTROLLO PORTATA

I regolatori di portata F5C illustrato in Fig. 51.23 sono strozzatori variabili regolati elettricamente, accoppiati a compensatori a due o tre vie, per fornire una portata variabile compensata. Per ottenere la portata desiderata, la pressione del sistema e di pilotaggio sono bilanciate da una molla e da forze elettromagnetiche. Lo strozzatore a comando elettrico è controllato da un solenoide proporzionale la sua apertura viene regolata dalla corrente che genera variazioni elettromagnetiche e dalla pressione di pilotaggio.

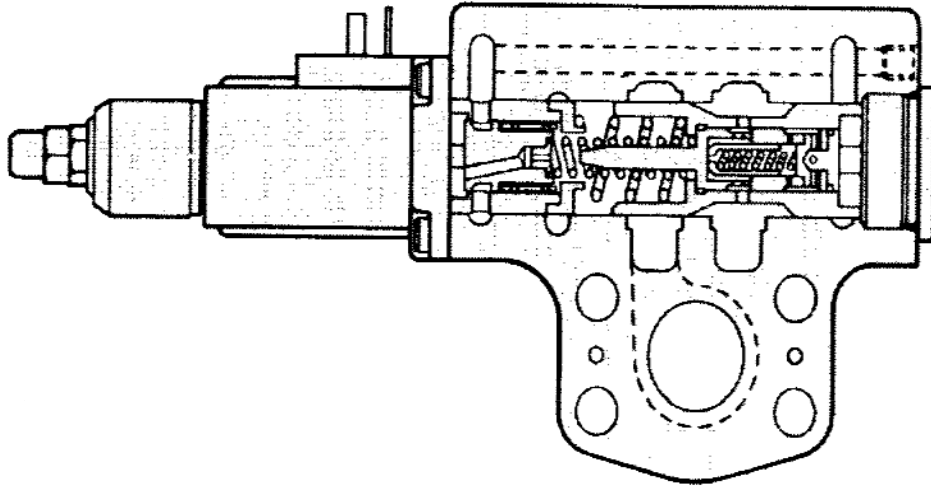


Fig. 51.23 Regolatore di portata proporzionale DENISON serie F5C

Alla Fig. 51.24 è illustrata una valvola proporzionale di strozzamento in esecuzione a cartuccia DENISON serie **C1FP**. Questa è pilotata da una valvola proporzionale a tre vie, tre posizioni, non retroazionata. Il pilota comanda lo stadio principale, che è dotato di un trasduttore per la regolazione in anello chiuso della sua posizione. Lo scostamento del segnale di riferimento e segnale reale emesso dal trasduttore (generato dagli attriti e dalle forze idrodinamiche), viene recuperato grazie all'anello chiuso di regolazione presente nella scheda elettronica. La valvola a cartuccia è realizzata secondo DIN 24342. Questo sistema offre i seguenti vantaggi:

- alte prestazioni funzionali
- bassa isteresi
- eccellente dinamica relativamente alla grandezza nominale
- normale filtrazione usata per gli impianti oleodinamici
- otturatore di controllo portata, in esecuzione a sede, dotato di guarnizione supplementare di scorrimento sulla camicia
- funzione di Fail-Safe per chiusure in emergenze dell'otturatore sulla sede. Di conseguenza la portata principale ($A \rightarrow B$ o $B \rightarrow A$) può essere controllata con assenza di tra filamenti in chiusura (la portata di pilotaggio è sempre necessaria e deve essere considerata separatamente).
- flusso dalla connessione A verso B o B verso A

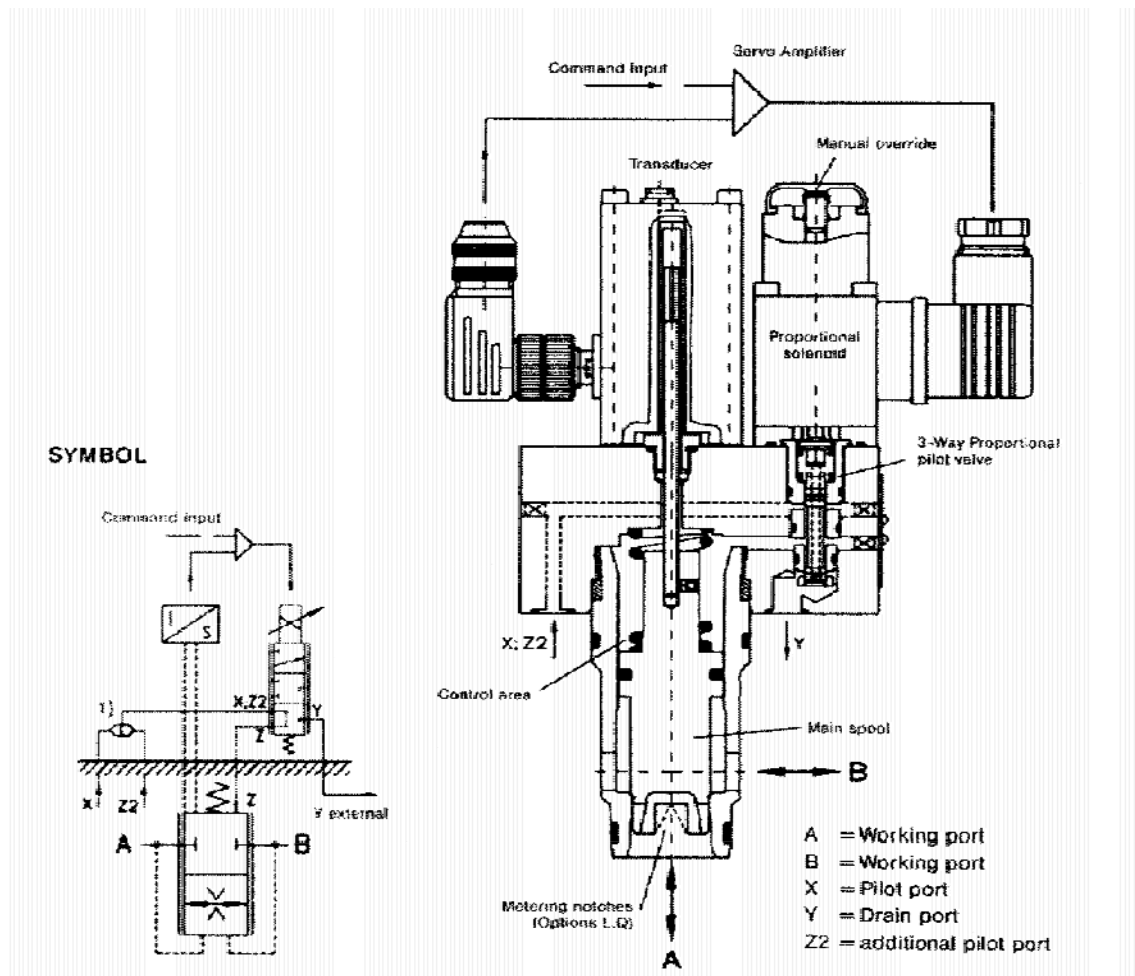


Fig. 51.24

17.8 APPLICAZIONI DELLE VALVOLE PROPORZIONALI DI CONTROLLO PORTATA

17.8.1 CONTROLLO DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DI UNA BETONIERA

La betoniera viene posta in rotazione da un gruppo pompa-motore in circuito chiuso (Fig. 51.25). Poiché l'albero della pompa ha un regime di rotazione dipendente da quello del diesel di trazione, si avrebbero normalmente delle variazioni di velocità di rotazione della betoniera. Il sistema di controllo, rilevando la velocità di rotazione di quest'ultima per mezzo di una dinamo tachimetrica **DI** opportunamente accoppiata, provvede alla regolazione in anello chiuso del numero di giri impostato. La valvola proporzionale **RP** pilota infatti i due cilindretti d'inclinazione piatto della pompa a portata variabile **PV**. Il controllo è eseguito dal regolatore elettronico **R** che, confrontando la tensione del potenziometro di riferimento con quella della dinamo tachimetrica **DT**, provvede a generare un opportuno segnale di pilotaggio per la valvola proporzionale **RP**.

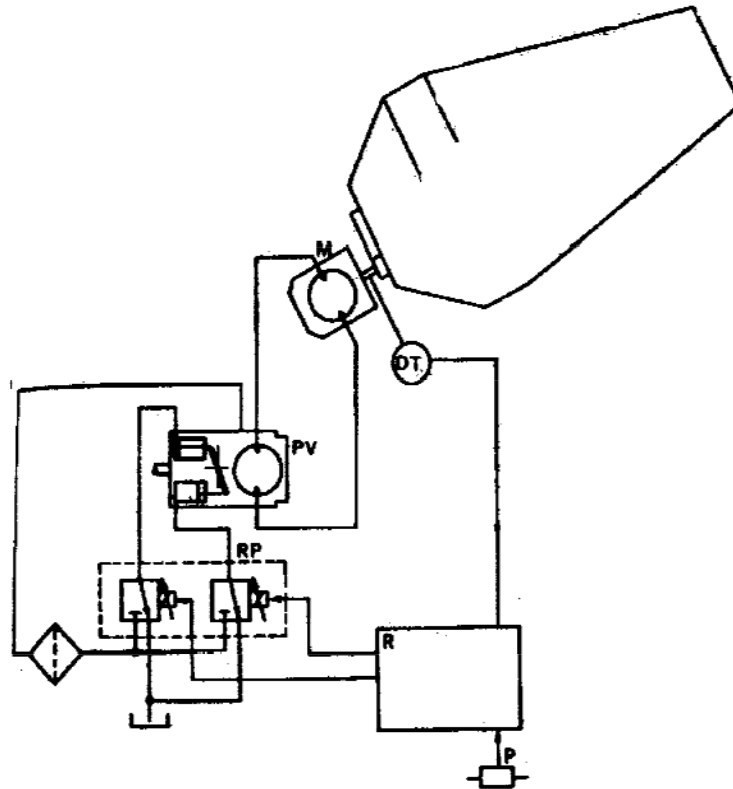


Fig. 51.25 - Circuito per il controllo della velocità di rotazione di una betoniera

17.8.2 DISPOSITIVO DI CONTROLLO PER MACCHINA SPARGISALE

La funzione del dispositivo della Fig. 51.26 è di regolare la dosatura (g/m^2) del sale da distribuire sulla strada mantenendola costante al variare della velocità del veicolo e della larghezza della strada. Il controllo viene effettuato in anello aperto. Il motore oleodinamico M_1 , alimentato dal regolatore di portata proporzionale RP_1 , comanda la coclea del sale. A RP_1 viene inviato il segnale di pilotaggio, proveniente da un regolatore R_1 che tiene conto sia dell'impostazione del potenziometro di dosatura P_1 , tarato dall'operatore sul valore desiderato, sia del segnale proveniente da una dinamo tachimetrica DT che aggiorna la velocità del veicolo con continuità, che del valore selezionato sul potenziometro P_2 in funzione della larghezza della strada.

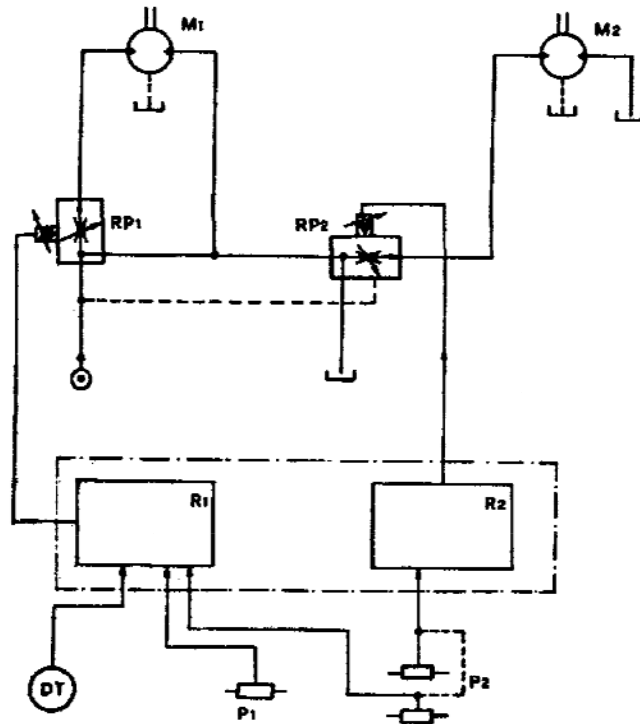


Fig. 51.26 - Circuito di comando di un dispositivo per macchine spargisale

17.9 MONTAGGIO, AVVIAMENTO E MANUTENZIONE DI SERVOVALVOLE E VALVOLE PROPORZIONALI

17.9.1 MONTAGGIO

Regole di montaggio

Prima di montare la valvola sull'impianto confrontate la sigla d'identificazione della valvola con i dati d'ordinazione.

1. Pulizia

- Osservare la massima pulizia durante il montaggio della servovalvola.
- Il serbatoio dev'essere stagno a infiltrazioni di sporco.
- Prima del montaggio pulire le tubazioni e il serbatoio da residui di sporco, scorie, sabbia, trucioli ecc.
- Decapare, fluxare e lubrificare le tubazioni piegate a caldo o saldate. Per il lavaggio dell'impianto osservare scrupolosamente le istruzioni di cui alla pos.3.6.
- Per la pulizia, impiegare carta speciale o panni, evitando tessuti fibrosi.

2. Non sono permessi sigillanti, come canapa, mastice o nastri adesivi.

3. Evitare, se possibile, l'impiego di tubazioni flessibili.

4. Per le tubazioni utilizzare tubi di precisione senza saldature DIN 2391/c.

5. Ridurre al massimo la lunghezza delle tubazioni di collegamento tra attuatore e valvola. Sugeriamo d'installare la servovalvola direttamente sull'attuatore. Il piano di fissaggio dovrà avere una finitura superficiale di $R_t \max < 4 \mu\text{m}$ e una planarità di $< 0.001 \text{ mm}/100 \text{ mm}$ di lunghezza.
6. Le viti di fissaggio dovranno corrispondere ai dati indicati sul catalogo ed essere serrate alle coppie prescritte.
7. Come filtro di riempimento e di sfiato del serbatoio raccomandiamo un filtro aria a bagno d'olio con maglia $< 60 \mu\text{m}$.
8. Asportare la piastra di protezione della servovalvola solo prima del montaggio.

Posizione di montaggio

A piacere, se possibile orizzontalmente, tener conto tuttavia della possibile posizione del pistone relativamente al tipo di retroazione. In caso di montaggio della servovalvola su un utilizzatore evitare che il pistone valvola risulti posizionato parallelamente al senso d'accelerazione dell'utilizzatore.

Attacco elettrico

Per il collegamento elettrico vedi il relativo stampato tecnico. La servovalvola può essere azionata con circuito in parallelo, in serie o differenziale. Per motivi di sicurezza raccomandiamo il circuito in parallelo.

ATTENZIONE:

A causa dell'amplificazione elettrica nel circuito di regolazione chiuso, non inviare segnali elettrici alla valvola prima che si sia raggiunta nello stadio 1 pilota la pressione d'esercizio. Per i tipi di protezione speciale sono necessarie misure speciali, indicate sul rispettivo stampato tecnico.

17.9.2 MESSA IN ESERCIZIO

Fluido idraulico

Come fluido idraulico si dovrebbe preferibilmente usare olio minerale secondo DIN 51524, DIN 51525 o VDMA 24318. Se si usano tipi H - L 36 o H - LP36 la temperatura del fluido dovrebbe essere di 50°C . Per preservare le caratteristiche del fluido non superare le temperature massime suggerite dalla Casa produttrice. Per garantire il buon funzionamento dell'impianto, mantenere la temperatura dell'olio possibilmente costante ($+ 5^\circ\text{C}$).

17.9.3 FILTRAGGIO

Proteggere le servovalvole a pilotaggio interno, applicando immediatamente prima della valvola, un filtro di mandata senza valvola by-pass con grado di filtraggio $10 \mu\text{m}$ nominali = B 10 > 75 (classe di purezza 5 NAS 1638) nell'attacco di mandata "P". Per valvole a pilotaggio esterno applicare tassativamente prima della servovalvola un filtro senza by-pass con un grado di filtraggio di $10 \mu\text{m}$

nominali (categoria di purezza 5 NAS 1638) nella tubazione d'entrata all'attacco "X". In tal caso suggeriamo di applicare sul circuito oleodinamico principale un altro filtro di 10 µm nominali.

- La pressione differenziale ammessa sui filtri di mandata dev'essere maggiore rispetto alla pressione d'esercizio. - Raccomandiamo filtri d'intasamento.
- Durante la fase di sostituzione del filtro osservare le norme di pulizia più rigorose. La presenza d'impurità sul lato uscita del filtro provoca anomalie nel sistema.

Eventuali presenze di sporco sul lato d'esercizio riducono la durata della cartuccia del filtro.

17.9.4 FONTI DI INQUINAMENTO

Si distinguono i seguenti tipi di inquinamento:

Inquinamento iniziale

L'inquinamento dell'olio idraulico si verifica al montaggio ed all'avviamento degli impianti oleodinamici:

- trucioli metallici di lavorazione
- polveri di ghisa
- polvere atmosferica
- spruzzi di saldatura
- scorie
- vernici
- teflon
- contaminazione iniziale del fluido nuovo.

Inquinamento durante la fase d'esercizio

- abrasione
- ingresso sporco dalle guarnizioni
- ingresso sporco dall'aerazione del serbatoio
- rabbocchi di fluido
- sostituzione di tubi e componenti.

La quantità di ingresso del contaminante è strettamente legata al settore d'impiego, p.es. cave di pietra, costruzioni stradali, cementifici ecc.

Inquinamento da olio nuovo

La concentrazione di sporco presente nell'olio nuovo è tale da non garantire un buon funzionamento delle valvole proporzionali e servovalvole. Caricando l'olio nell'impianto sarà affidato ai filtri installati il compito di trattenere il contaminante, riducendo di conseguenza la durata delle cartucce. Sugli impianti dotati del solo filtro di ritorno, l'olio nuovo (inquinato) prima di poter essere filtrato passerà attraverso tutte le valvole dell'impianto pregiudicandone il funzionamento. E' necessario filtrare l'olio nuovo durante le operazioni di riempimento o di rabbocco tramite apposite unità di filtraggio mobili (Fig. 51.24) o tramite un apposito filtro fisso (filtro di ritorno) posizionato sul

serbatoio e adibito solo ed esclusivamente a questa funzione. Il grado di filtraggio dovrà essere il medesimo dei filtri posizionati sull'impianto.

Dimensionamento dei filtri di sfiato serbatoio

Determinante per l'inquinamento del sistema è la quantità di sporco in ingresso al serbatoio dal foro di aerazione. A tale scopo lo sfiato del serbatoio svolge una funzione particolarmente importante. Esso deve impedire le infiltrazioni del pulviscolo atmosferico nel sistema, dovuta alla polmonazione dell'aria nel serbatoio.

Un sistema di sfiato del serbatoio errato o non abbastanza accurato può sollecitare eccessivamente il circuito filtrante, accorciando la durata delle cartucce. I valori di filtrazione dei filtri di sfiato dovranno essere uguali a quelli dei filtri del circuito idraulico. Per il dimensionamento del filtro di sfiato osservare i seguenti dati:

- Finezza filtro: $\beta = 100$
- Scelta della portata per il filtro aria: 10 volte maggiore dell'oscillazione di volume massimo nel serbatoio.
- Pressione differenziale a cartuccia pulita e portata massima: - 0,02 bar

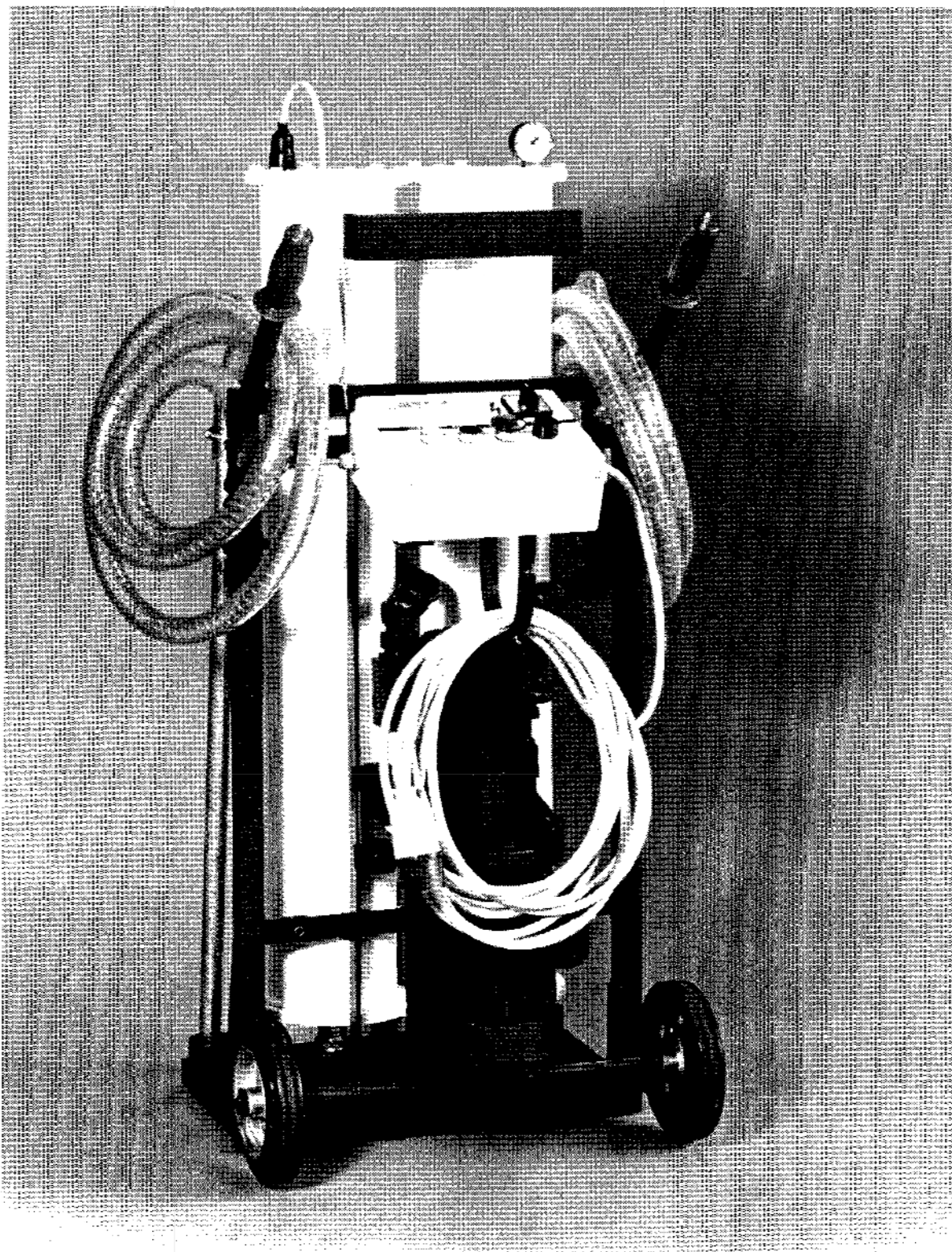


Fig. 51.24 - Unità di filtraggio olio

17.9.5 LAVAGGIO DELL'IMPIANTO

Prima di avviare la servovalvola, lavare tutte le tubazioni di mandata e di ritorno. Preferibile alle piastre di lavaggio, che collegano **P** con **T** (per il tipo vedi stampato tecnico), è l'impiego di valvole

direzionali (schema G o H), con cui si possono lavare anche le utenze e i dispositivi ausiliari. Nel caso di attacco di pilotaggio esterno, assicurare il lavaggio anche di questo collegamento. La quantità d'olio presente nel sistema dovrebbe essere depurata almeno 150 ...300 volte attraverso il filtro. Forniamo il seguente valore orientativo per il tempo di lavaggio:

$$t = V/Q \cdot 2,5 \div 5$$

in cui

t = tempo lavaggio in ore

V = volume serbatoio in litri

Q = portata pompa in l/min.

Durante la fase di lavaggio controllare costantemente tutti i filtri e sostituire le cartucce, se necessario. Se si devono staccare le tubazioni di raccordo (indipendentemente dal motivo), lavare nuovamente per 30 minuti circa.

17.10 MANUTENZIONE

Se si rabbocca olio oltre il 10% del contenuto del serbatoio, ripetere il lavaggio dell'impianto. La pressione di pilotaggio dovrebbe mantenersi costante per un buon comportamento di regolazione (+5 bar).

17.10.1 SOSTITUZIONE CARTUCCIA

- a) Sostituire di regola tutte le cartucce dopo 1 anno di funzionamento.
- b) Alla segnalazione "intasamento filtro" sostituire la cartuccia.
- c) Sostituendo la cartuccia, evitare infiltrazioni di sporco nel sistema oleodinamico. Scaricare il fluido inquinato dal corpo prima di sostituire la cartuccia.

17.10.2 CONTROLLO DELLA CONTAMINAZIONE DEL FLUIDO

Il controllo visivo consente una valutazione grossolana, perché permette di stabilire solo la torbidità del fluido, l'alterazione di colore, l'esistenza di depositi sul fondo del serbatoio.

Per la determinazione dell'effettivo grado di contaminazione si possono impiegare 3 metodi:



Analisi gravimetrica:

si esegue mediante la filtrazione finissima di una quantità di fluido e la successiva pesatura del contaminante

Conta particelle e classificatori elettronici: apparecchiature sofisticate e molto costose utilizzate dai produttori di fluidi per la determinazione delle classi di contaminazione (NAS1638 – SAE)

Esame microscopico: si lasciano cadere alcune gocce di fluido su carta da filtro e si effettua l'esame della particelle. Questo metodo consente un utile esame sul posto.

Di fondamentale importanza per i metodi descritti sono la modalità ed il punto di prelievo del campione di fluido.

Le valutazioni migliori si hanno con l'impianto in esercizio. Di norma il campione va inoltre prelevato dal condotto di mandata, utilizzando eventuali punti di misura della pressione.

Esistono comunque precise modalità, indicate dalle ditte che effettuano analisi della contaminazione conto terzi.