

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 pistoni assiali: pressione massima 400 bar;
- pompe a pistoni 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 pistoni. 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 pistoni 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).

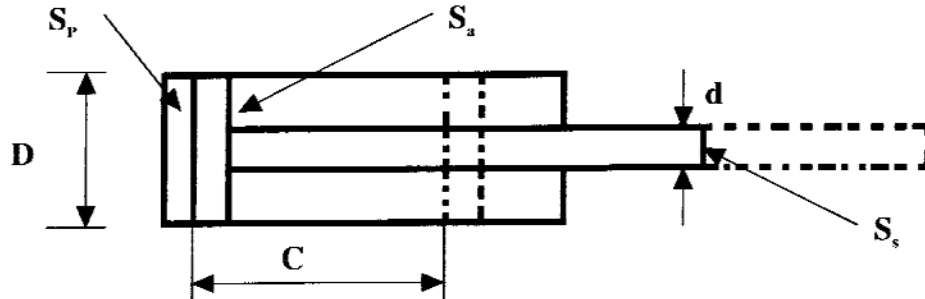


Fig. 37.1

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 riportate, 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 ²		Rapport o A/A ₁	FORZE SVILUPPATE in daN											
			Sez. piena A			35 bar			70 bar			105 bar			140 bar		
			Sez. anulare A ₁	Sez. stelo A ₂		Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro	Spinta	Tiro		
40	1/2"	16	10,55	2,01	1/1,19	440	370	680	740	1.320	1.110	1.760	1.480				
			7,66	4,91	1/1,64	268	536	804	1.072								
			14,73	4,91	1/1,33	687	1.374	2.061	1.545	2.748	2.060						
50	1/2"	25	10,01	9,82	1/1,98	350	350	700	1.050	1.400							
			28,27	4,91	1/1,17	990	1.980	3.480	2.970	4.640	3.960						
			23,56	9,82	1/1,41	825	1.650	2.475	3.300								
65	1/2"	35	17,28	15,90	1/1,92	505	505	1.210	1.815	2.420							
			40,64	9,82	1/1,24	1.760	1.420	3.520	2.840	5.280	7.040						
			34,36	15,90	1/1,46	1.200	1.200	2.400	3.600	4.800							
80	3/4"	45	30,83	19,83	1/1,94	1.070	1.070	2.140	3.210	4.290							
			62,64	15,90	1/1,25	2.750	2.180	5.500	4.380	8.250	11.000						
			58,90	19,83	1/1,33	2.060	2.060	4.120	6.180	8.240							
100	3/4"	50	45,36	33,18	1/1,73	1.585	1.585	3.170	4.755	6.340							
			103,08	19,83	1/1,19	4.295	3.610	8.590	7.220	12.885	17.180						
			89,53	33,18	1/1,37	3.135	3.135	6.270	9.405	12.540							
125	3/4"	65	58,10	63,62	1/2,07	2.070	2.070	4.140	6.210	8.280							
			149,23	33,18	1/1,22	6.385	5.225	12.770	10.450	19.155	25.540						
			118,60	63,62	1/1,53	4.160	4.160	8.320	12.480	16.640							
150	1"	90	103,87	78,54	1/1,78	3.635	3.635	7.270	10.905	14.540							
			204,11	44,18	1/1,22	8.690	7.145	17.380	14.290	26.070	34.750						
			169,75	78,54	1/1,46	5.940	5.940	11.880	17.820	23.760							
180	1.1/4"	100	125,57	122,72	1/1,96	4.985	4.985	9.970	14.955	19.940							
			248,29	44,18	1/1,22	8.690	7.145	17.380	14.290	26.070	34.750						
			169,75	78,54	1/1,46	5.940	5.940	11.880	17.820	23.760							
200	1.1/2"	125	260,68	63,62	1/1,24	11.350	9.125	22.700	18.250	34.050	45.400						
			324,29	95,03	1/1,41	8.025	8.025	16.050	24.075	32.100							
			229,25	153,94	1/1,90	5.960	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:

$$A+ B+ C+ A- (B-C-) \quad (2)$$

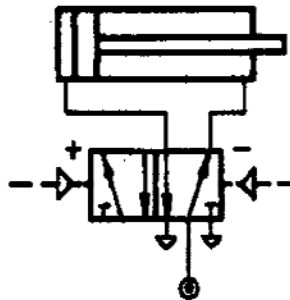


Fig. 37.2 - Convenzione sui distributori di potenza

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.

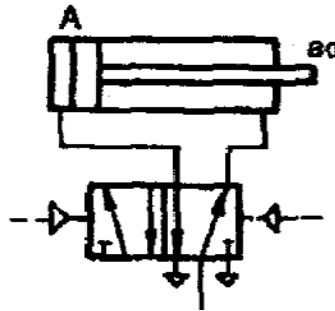


Fig. 37.3 - Convenzione sui finecorsa

Considerando il ciclo (1) osserviamo che:

- Il moto B+ può avvenire solo dopo che A ha ultimato la propria corsa di andata a 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	a ₁	b ₁	c ₁	a ₀
	c 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	a ₁	b ₁	c ₁	a ₀
	c ₀				
	m				

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	+					(b ₀)
		-					(c ₁)
	C	+					(c ₀)
		-					

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:

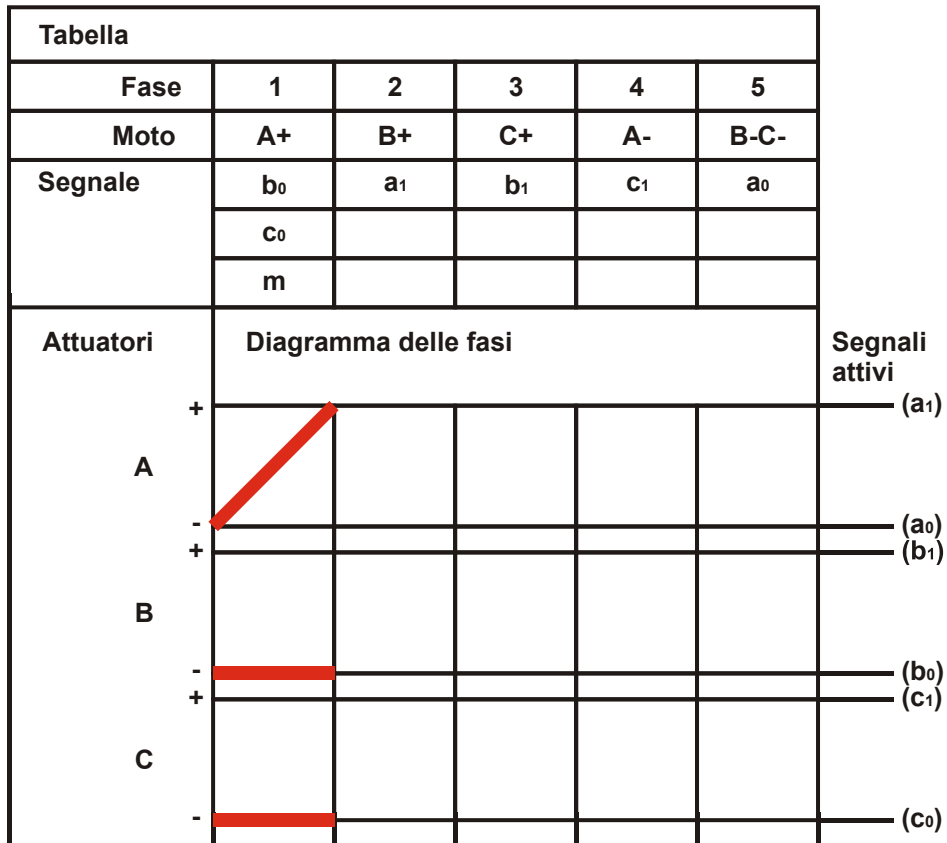


Fig. 37.5 - Rappresentazione della prima fase

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.

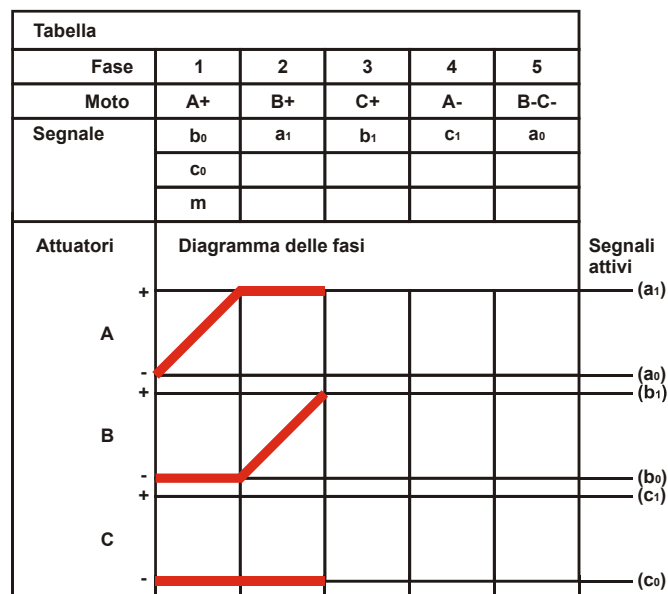


Fig. 37.6 - Rappresentazione della seconda fase

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.

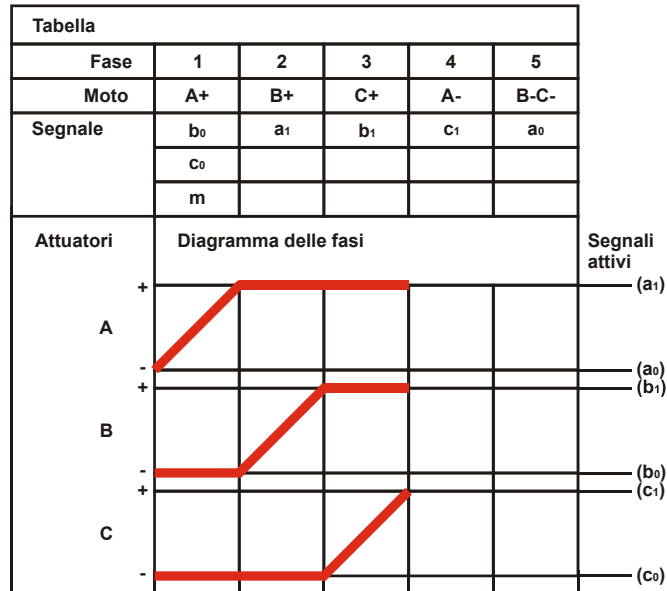


Fig. 37.7 - Rappresentazione della terza

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.

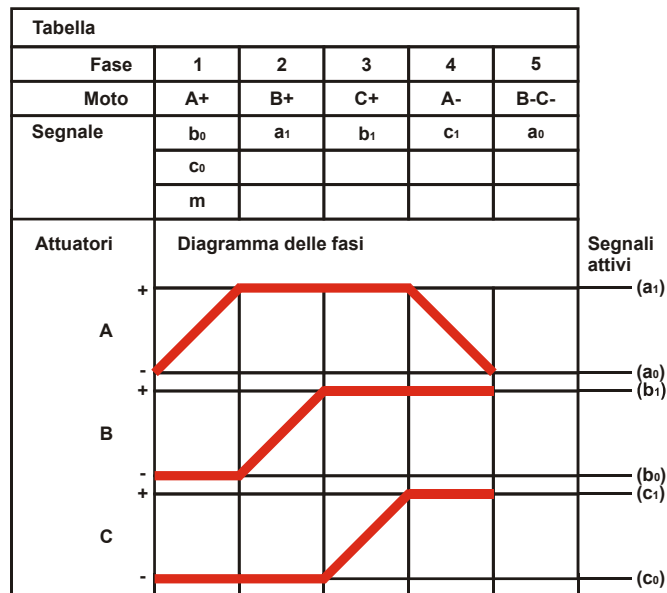


Fig. 37.8 - Rappresentazione della quarta fase

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.

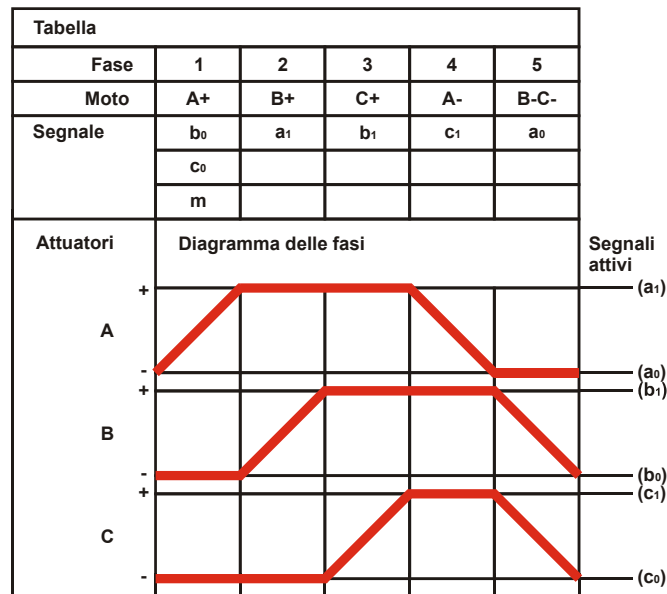


Fig. 37.9 - Diagramma delle fasi completo

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	<ul style="list-style-type: none"> • Portata • Velocità di flusso • Viscosità del fluido • Perdita di carico
Spessore	<ul style="list-style-type: none"> • 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	<ul style="list-style-type: none"> • 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

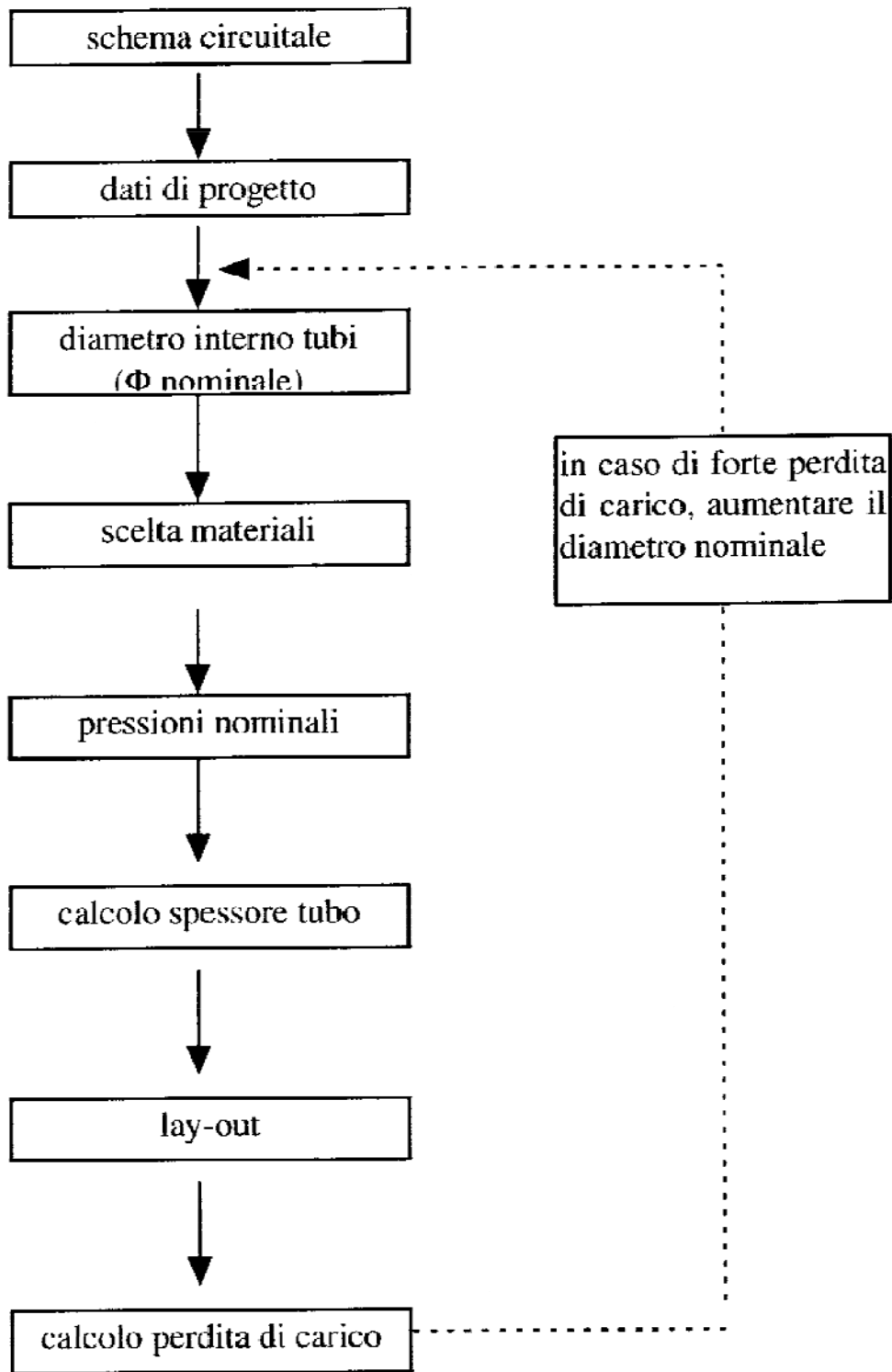


Fig. 38.1 - Schema di flusso per il calcolo e il dimensionamento delle tubazioni nei sistemi oleodinamici

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:

$$\Omega = \frac{Q}{6 v} \text{ (cm}^2\text{)} \quad (12)$$

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.

Ø el. mm		PORTATE IN LITRI / MINUTO																															
		10				25				50				100				150				200				250				300			
		Velocità		Olio		Spirite		Tiro		Velocità		Olio		Spirite		Tiro		Velocità		Olio		Spirite		Tiro		Velocità		Olio		Spirite		Tiro	
40	16	0,133	0,163	0,33	0,332	0,395	2,45	0,655	0,700	4,90	1,330	9,90	14,7	2,370	1,685	19,60	3,160	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	3,990	24,5	
50	25	0,212	0,213	0,99	0,212	0,282	2,43	0,425	1,055	4,90	0,950	9,90	14,7	3,270	1,685	19,60	4,350	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	2,825	24,5	
63	35	0,166	0,166	0,55	0,166	0,415	2,45	0,250	0,930	4,90	0,500	9,90	14,7	2,430	2,430	19,60	3,300	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	1,450	24,5	
75	45	0,050	0,050	0,55	0,125	0,145	2,45	0,250	0,290	4,90	0,500	9,90	14,7	0,670	0,750	19,60	1,160	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	1,500	24,5	
90	55	0,070	0,070	0,093	0,240	0,175		0,390	0,390		0,700	9,90	14,7	1,050	1,790	19,60	1,400	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	2,100	24,5	
100	65	0,093	0,093	0,093	0,240	0,240		0,450	0,450		0,850	9,90	14,7	1,450	2,400	19,60	1,920	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	2,400	24,5	
125	80	0,041	0,041	0,55	0,082	0,102	1,38	0,165	0,205	2,73	0,330	5,48	8,19	0,815	0,815	10,82	0,620	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	0,829	13,6	
150	90	0,043	0,043	0,043	0,120	0,120		0,240	0,240		0,430	9,90	14,7	0,720	0,720	19,60	0,930	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	1,200	24,5	
175	100	0,054	0,054	0,054	0,085	0,085	1,38	0,105	0,130	2,73	0,210	5,48	8,19	0,610	0,610	10,82	1,090	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	1,350	16,3	
200	125	0,026	0,026	0,55	0,052	0,070		0,070	0,140		0,290	9,90	14,7	0,420	0,420	19,60	0,560	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	0,700	24,5	
250	150	0,028	0,028	0,028	0,090	0,090		0,090	0,100		0,380	9,90	14,7	0,540	0,540	19,60	0,720	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	0,900	24,5	
300	175	0,015	0,015	0,55	0,032	0,037	1,38	0,065	0,075	2,73	0,130	5,48	8,19	0,225	0,225	10,82	0,300	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	0,375	16,3	
350	200	0,018	0,018	0,018	0,045	0,045		0,045	0,050		0,190	9,90	14,7	0,270	0,270	19,60	0,350	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	0,450	24,5	
400	225	0,027	0,027	0,027	0,052	0,052	0,82	0,045	0,135		0,270	9,90	14,7	0,405	0,405	19,60	0,540	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	0,675	24,5	
450	250	0,011	0,011	0,53	0,022	0,027	0,82	0,045	0,055	1,63	0,090	3,27	4,90	0,195	0,195	6,54	0,220	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	0,275	8,17	
500	275	0,014	0,014	0,014	0,033	0,033		0,033	0,040		0,140	9,90	14,7	0,210	0,210	19,60	0,290	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	0,380	24,5	
550	300	0,016	0,016	0,016	0,040	0,040		0,040	0,050		0,160	9,90	14,7	0,240	0,240	19,60	0,320	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	0,400	24,5	
600	325	0,008	0,008	0,13	0,017	0,020	0,45	0,033	0,040	0,90	0,067	1,91	2,71	0,154	0,154	3,62	0,194	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	0,201	4,82	
650	350	0,010	0,010	0,010	0,024	0,024		0,024	0,030		0,096	9,90	14,7	0,147	0,147	19,60	0,195	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	0,235	24,5	
700	375	0,013	0,013	0,013	0,032	0,032		0,032	0,035		0,130	9,90	14,7	0,165	0,165	19,60	0,230	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	0,295	24,5	
750	400	0,005	0,005	0,13	0,012	0,015	0,63	0,025	0,030	0,65	0,050	1,95	2,68	0,090	0,090	2,70	0,100	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	0,150	3,83	
800	425	0,007	0,007	0,007	0,017	0,017		0,017	0,025		0,070	9,90	14,7	0,105	0,105	19,60	0,140	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	0,175	24,5	
850	450	0,008	0,008	0,008	0,022	0,022		0,022	0,025		0,090	9,90	14,7	0,135	0,135	19,60	0,180	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	0,225	24,5	

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 trascinarsi 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