



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE EDILE
ED AMBIENTALE

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA CIVILE

Modellazione matematica del transitorio nelle reti antincendio

Relatore: **Ch.mo Prof. Paolo Salandin**

Laureando: **Davide Zago**

Matricola: 607429-IC

Anno accademico 2012/2013

Indice

Indice	iii
Elenco delle figure	ix
INTRODUZIONE	xix
1 MOTO VARIO NELLE CONDOTTE IN PRESSIONE	1
1.1 Generalità	1
1.2 Dispositivi di protezione dai fenomeni transitori	5
1.2.1 Volani	5
1.2.2 Casse d'aria e vasche d'oscillazione	6
1.2.3 Valvole di sicurezza	7
1.2.4 Valvole per l'ingresso d'aria	8
1.2.5 By-pass o aspirazione ausiliaria	8
1.3 Equazioni generali che governano il moto vario	9
1.4 Equazione di continuità	11
1.4.1 Condotte prismatiche	12
1.4.2 Condotte non prismatiche	12
1.5 Celerità di propagazione	13
1.5.1 Condotte di sezione circolare	14
1.5.2 Condotte di sezione quadrata	15
1.5.3 Condotte di sezione rettangolare	16
1.6 Equazioni per il caso in esame	17

1.6.1	Equazioni complete	17
1.6.2	Equazioni semplificate	18
2	METODO DELLE CARATTERISTICHE	21
2.1	Applicazione alle equazioni complete	22
2.1.1	Specified Time Interval Scheme (RG)	24
2.1.2	Grid of Characteristic Scheme (CG)	28
2.2	Applicazione alle equazioni semplificate	30
2.3	Discretizzazione del dominio di calcolo	35
2.3.1	Discretizzazione nei sistemi complessi	37
2.3.2	La discretizzazione con il modello	38
2.4	Condizioni Iniziali	39
2.5	Condizioni al Contorno	40
2.5.1	Imposizione di un'incognita	40
2.5.2	Imposizione di una relazione tra le incognite	42
2.5.3	Connessione tra condotte	50
3	II MODELLO	55
3.1	Generalità	55
3.2	La Struttura	57
3.2.1	Analisi stazionaria: determinazioni delle condizioni iniziali	58
3.2.2	Analisi del transitorio	78
3.3	Subroutine modificate e nuovi sottoprogrammi	101
3.3.1	Function NRMEU	101
3.3.2	Il coefficiente di rilassamento	101
3.3.3	Subroutine QDPLIM	102
3.3.4	Subroutine RESUL	104
3.3.5	Subroutine IDRAV	106
3.3.6	Subroutine IDRJV	111
3.3.7	Subroutine VALP	112
3.3.8	Subroutine VALPJ	113

3.3.9	Subroutine VALV	114
3.3.10	Subroutine VALVJ	116
3.3.11	Subroutine VNR	117
3.3.12	Subroutine VNRJ	118
3.3.13	Subroutine VNRV	118
3.3.14	Subroutine VNRJV	120
3.3.15	Subroutine STIFV	121
3.3.16	Subroutine PRESS	123
3.3.17	Subroutine STIVJ	127
3.3.18	Subroutine SOLUT	127
3.4	File INPUT	131
3.4.1	Inserimento dei dati	131
3.5	Analisi d'affidabilità e ulteriori modifiche	141
3.5.1	CASO 1: Sistema serbatoio - condotta - idrante	141
3.5.2	CASO 2. Adduzione a gravità: i tronchi speciali valvola	153
3.5.3	CASO 3: Verifica degli elementi speciali valvola di non ritorno	162
3.5.4	CASO 4: Verifica dei tronchi speciali pompa	178
4	LA RETE ANTINCENDIO DI VENEZIA	187
4.1	Descrizione della rete	187
4.2	Problematiche rilevate nella gestione della rete	191
4.3	Analisi della risposta della rete	192
4.3.1	Prova sperimentale dell'1/12/2011	195
4.3.2	Prova sperimentale del 7/03/2012	199
5	CALIBRAZIONE DEL MODELLO	209
5.1	Taratura dei coefficienti	210
5.1.1	Scabrezza assoluta delle condotte	210
5.1.2	Coefficienti di perdite di carico localizzate	211
5.1.3	Celerità di propagazione delle perturbazioni	212
5.1.4	Coefficiente d'emitter degli idranti	213

5.1.5	Tempi di manovra agli idranti	216
5.1.6	Pressione in aspirazione	216
5.1.7	Centraline di pressurizzazione	216
5.2	Risultati della calibrazione	230
5.2.1	Idrante 20/13	231
5.2.2	Idrante 18/04	236
5.3	Analisi di sensibilità	237
5.3.1	Scabrezza assoluta delle condotte	239
5.3.2	Celerità di propagazione delle perturbazioni	241
5.3.3	Tempi di manovra	241
5.4	Simulazione prove del 07/03/2012	241
6	SIMULAZIONI DELLA RISPOSTA DELLA RETE	247
6.1	Caso 1: Incendio in zona universitaria	251
6.2	Caso 2: Incendio in zona parco Savorgnan	255
6.3	Caso 3: Incendio in zona Gesuiti	257
6.4	Analisi della risposta simulata della rete	262
7	CONCLUSIONI	271
	APPENDICI	273
A	Determinazione delle equazioni generali	275
B	Celerità di propagazione	279
C	MOC: dalle PDE alle ODE	283
D	Risultati di alcuni test preliminari	289
E	Pompe pilota: modifica di PRESS e STIFV	293
F	Variabili utilizzate nel modello	295
F.1	Variabili connesse alla fase stazionaria	295

F.2 Variabili connesse alla fase non stazionaria 299
F.3 Variabili utilizzate in entrambe le fasi 308

BIBLIOGRAFIA

Elenco delle figure

1.1	Volume di controllo mobile con velocità c nel verso negativo del moto, di riferimento nella determinazione dell'eq. 2.1.	2
1.2	Incremento della massima sovrappressione nei sistemi altamente dissipativi o caratterizzati da condotte molto lunghe	4
1.3	Esempio di cassa d'aria [Bianchi, 2001].	6
1.4	Esempio schema d'impianto con pozzo piezometrico.	7
1.5	Esempio semplificato di by-pass	9
1.6	Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni del moto e continuità	10
2.1	Linee caratteristiche in presenza di condotte altamente deformabili o fluidi comprimibili	23
2.2	Griglia di calcolo con lo Specified Time Interval Scheme	26
2.3	Condizione di Courant per condotte deformabili	28
2.4	Griglia di calcolo con il Grid of Characteristic	29
2.5	Applicazione dello Specified Time Interval Scheme a condotte rigide	32
2.6	Serbatoio collegato al nodo di monte di una condotta	41
2.7	Pompe centrifughe	43
2.8	Idrante a valle di una condotta	45
2.9	Valvole nei sistemi complessi	47
2.10	Caratteristiche dinamiche di alcune valvole di non ritorno [Val, 2003].	50
2.11	Connessione tra condotte	51

3.1	Diagramma di flusso relativo alla fase stazionaria del programma principale	59
3.2	Schema della rete di distribuzione mista	63
3.3	Schematizzazione di riferimento per i tronchi condotta(a), per tronchi speciali pompe(b) e per i tronchi speciali valvola e valvola di non ritorno(c).	65
3.4	Imposizione delle condizioni al contorno di tipo “nodo idrante” e carico imposto nella rete schematizzata adottata come esempio.	72
3.5	Operazioni svolte da BOUND.	73
3.6	Diagramma di flusso relativo alla fase non stazionaria del programma principale	79
3.7	Variazione della quota piezometrica lungo il generico tronco condotta, in condizioni di regime.	85
3.8	Linee caratteristiche passanti per i nodi estremi della condotta I all’istante $t+\Delta t$	87
3.9	Continuità al nodo 2 della rete schematizzata in figura 4.2.	92
3.10	Interpretazione geometrica della convergenza nello schema della tangente variabile (a). Se il punto iniziale non è “sufficientemente” prossimo alla radice lo schema di Newton-Raphson può divergere (b), trovarsi in condizioni di stallo (c) oppure comportarsi in maniera difficilmente prevedibile (d).	97
3.11	Valvola di non ritorno chiusa(a). Valvola di non ritorno aperta(b).	103
3.12	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare dell’istante d’inizio della seconda manovra	110
3.13	NODO 3: Andamento della quota piezometrica verificato in seguito ad una sequenza di manovre <i>chiusura-apertura-chiusura</i>	110
3.14	Linee caratteristiche passanti per i nodi estremi della condotta I all’istante $t+\Delta t$	128
3.15	File input per il sistema del CASO2: valvola rimane chiusa(a), valvola rimane aperta(b).	137

3.16	File input per il sistema del CASO3: con dissipazioni e carico cinetico trascurabili a partire da una situazione di regime(a) e con dissipazioni e carico cinetico non più trascurabili a partire da una situazione di quiete(b).	138
3.17	File input per il sistema del CASO4: Chiusura(0.5 [s])-apertura(100 [s]) dell'idrante al nodo 4 mantenendo attiva la pompa per tutta la simulazione.	139
3.18	File input per il sistema del CASO1: manovre multiple all'idrante a partire da una condizione di regime(a) e di quiete(b). File input per il sistema del CASO2:apertura parziale del tronco valvola(c), chiusura parziale (d), manovre multiple a partire da una condizione di regime(e) e di quiete(f).	140
3.19	Sistema serbatoio-condotta-idrante	141
3.20	Schematizzazione del sistema e file di input utilizzati	143
3.21	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.1 [s]	146
3.22	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.01 [s]	148
3.23	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.3 [s]	149
3.24	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche, prodotti da una chiusura lenta, al variare di f limite e con un Δt di 0.1 [s].	149
3.25	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite e con un Δt di 0.1 [s], al verificarsi di una manovra di apertura.	151
3.26	NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare del passo d'integrazione temporale	151
3.27	Sistema d'adduzione a gravità esaminato per verificare il corretto funzionamento del tronco speciale valvola e relativa schematizzazione.	153

3.28	Confronto delle quote piezometriche ai nodi del tronco speciale valvola.	155
3.29	Soluzioni ottenute con la manovra di APERTURA PARZIALE . .	157
3.30	Soluzioni ottenute con la manovra di CHIUSURA PARZIALE . .	158
3.31	Soluzioni ottenute con la sequenza di manovre: CHIUSURA TO- TALE - APERTURA PARZIALE - APERTURA TOTALE	159
3.32	Soluzioni ottenute con la sequenza di manovre: APERTURA TOTALE - CHIUSURA PARZIALE - $\tau = 1$	161
3.33	Sistema analizzato per verificare il funzionamento del tronco spe- ciale valvola di non ritorno.	162
3.34	Comportamento del sistema nelle ipotesi di assenza di dissipazioni e carico cinetico trascurabile.	164
3.35	Scematizzazione del sistema analizzato per verificare il funziona- mento del tronco speciale valvola di non ritorno.	166
3.36	Andamento della quota piezometrica al nodo 2, ottenuto con un $\Delta t = 0.005[s]$	168
3.37	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.005[s]$	169
3.38	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.005[s]$	170
3.39	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.1s$	172
3.40	Istanti in cui si verifica l'interruzione delle simulazioni per problemi di convergenza per due diverse velocità di regime: 0.05 [m/s] e 1.5 [m/s].	173
3.41	Confronto tra le soluzioni ottenute utilizzando una diversa precisio- ne nell'analisi delle condizioni di regime, con un passo temporale $\Delta t = 0.005 [s]$ e una velocità di 1.5 [m/s].	175
3.42	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01 [s]$ e una velocità di 1.5 [m/s].	176
3.43	Scematizzazione del sistema a cui si è fatto riferimento per ottenere gli andamenti di figura 4.42.	177
3.44	Sistema analizzato per verificare le modifiche apportate alla sub- routine STIFV e relativa scematizzazione.	178

3.45	Curva caratteristica della pompa del sistema esaminato nel CASO4.	180
3.46	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre “ <i>chiusura-apertura</i> ” all’idrante e senza imporre variazioni al regime di funzionamento della pompa.	181
3.47	Andamento della quota piezometrica all’idrante, ottenuto con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre “ <i>chiusura-apertura</i> ” all’idrante e senza imporre variazioni al regime di funzionamento della pompa.	182
3.48	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s] e una sequenza di manovre “ <i>apertura-chiusura</i> ” all’idrante.	184
3.49	Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre “ <i>apertura-chiusura-apertura</i> ” all’idrante e una sequenza di manovre “ <i>avviamento-spegnimento</i> ” della pompa .	185
4.1	Lotti a cui è stata data la precedenza nella realizzazione della nuova rete antincendio del centro storico della città di Venezia. . .	188
4.2	Le dorsali principali che collegano i lotti della nuova rete antincendio di Venezia, realizzate e in fase di progetto.	190
4.3	Porzione di rete, nel sestiere di Cannareggio, eletta a campo sperimentale.	193
4.4	Dispositivo utilizzato per la misura della portata e della pressione in corrispondenza dell’idrante.	194
4.5	Andamento delle pressioni rilevato dai tre strumenti durante la sincronizzazione dell’1/12/2011. Il nome attribuito a ciascuna rilevazione indica il luogo in cui sarà utilizzato lo strumento durante le prove.	195
4.6	Risposta della rete alla sequenza di manovre operate sull’idrante 20/13 in data 1 dicembre 2011.	198
4.7	Risposta della rete alla sequenza di manovre operate sull’idrante 18/04 in data 1 dicembre 2011.	200

4.8	Porzione di rete isolata a seguito della rottura di un attraversamento in prossimità della centralina Gesuiti.	201
4.9	Risposta della rete registrata a seguito delle manovre eseguite all'idrante 20/13 in data 7 marzo 2012	204
4.10	Risposta della rete registrata a seguito delle manovre eseguite all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012	206
4.11	Confronto tra le pressioni registrate alla mandata della centralina Ghetto - Comparetti e all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012.	207
4.12	Confronto tra le pressioni registrate alla mandata della centralina Ghetto - Comparetti e all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012.	207
5.1	Valori sperimentali dai quali è stato dedotto il coefficiente di perdita localizzata attribuito agli idranti.	211
5.2	Andamento del modulo elastico a flessione del polietilene, sottoposto ad un carico σ costante nel tempo, al variare della temperatura [Dalmine Resine, 2010].	212
5.3	Schema di riferimento per il calcolo del coefficiente d'emitter degli idranti.	213
5.4	Andamento del coefficiente d'emitter valutato valutato alla lancia e attribuito all'idrante.	215
5.5	Valori di taratura dei pressostati delle centraline Ghetto - Comparetti (a destra) e Gesuiti (a sinistra), alla rilevazione dei quali si verifica l'avviamento della pompa indicata.	217
5.6	Pianta della stazione Ghetto - Comparetti.	218
5.7	Caratteristiche della centralina Ghetto - Comparetti.	219
5.8	Caratteristiche dell'elettropompa MEC - A3/50A della CAPRARI installata a Ghetto - Comparetti.	220
5.9	Caratteristiche dell'elettropompa MEC - A3/80C della CAPRARI installata a Ghetto - Comparetti.	221
5.10	Pianta della stazione Gesuiti.	222
5.11	Caratteristiche della centralina Gesuiti.	223

5.12	Caratteristiche dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA installata a Gesuiti.	224
5.13	Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Ghetto - Comparetti.	226
5.14	Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Ghetto - Comparetti.	227
5.15	Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Gesuiti. . .	228
5.16	Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA installata alla centralina Gesuiti e le funzioni approssimanti considerate, per il campo di funzionamento >15 l/s.	229
5.17	Schema di riferimento per definire, in condizione di quiete del sistema, le posizioni dell'asse delle condotte nei punti in cui è nota la pressione a partire dall'altezza piezometrica all'idrante, il cui asse è assunto come riferimento.	230
5.18	Schematizzazione della porzione di rete analizzata considerata nella riproduzione parziale della prova eseguita all'idrante 20/13.	232
5.19	Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 20/13.	233
5.20	Confronto tra i valori di pressione e di portata misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 20/13.	234
5.21	Confronto degli andamenti di pressione simulati alla centralina Gesuiti, con e senza manichetta.	235
5.22	Schematizzazione della porzione di rete analizzata considerata nella riproduzione parziale della prova eseguita all'idrante 18/04.	236
5.23	Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 18/04.	237
5.24	Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 18/04.	238
5.25	Confronto tra i valori di portata misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 18/04.	239

5.26	Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando diversi valori di scabrezza nella prova all'idrante 20/13.	240
5.27	Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando una diversa celerità di propagazione delle perturbazioni nella prova all'idrante 20/13.	242
5.28	Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando un diverso tempo di manovra nella prova all'idrante 20/13.	243
5.29	Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 20/13 del 7 marzo 2012.	244
5.30	Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello al punto d'erogazione nella prova all'idrante 20/13 del 7 marzo 2012.	245
6.1	Fotopiano con riportati il tracciato della rete e le tre diverse zone in cui sono stati ipotizzati gli incendi.	248
6.2	Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 1.	250
6.3	Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.	252
6.4	Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.	254
6.5	Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 2.	255
6.6	Risposta del sistema esaminato nel caso 2, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.	256
6.7	Risposta del sistema esaminato nel caso 2, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.	258
6.8	Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 3.	259
6.9	Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.	260
6.10	Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.	261

6.11	Variazione del punto di funzionamento dell'impianto al variare della distanza del punto d'erogazione.	263
6.12	Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s per tutte le pompe tranne l'elettropompa Ghetto - Comparetti, per la quale è stato assunto l'avviamento istantaneo.	264
6.13	Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s per tutte le pompe tranne l'elettropompa Ghetto - Comparetti, per la quale è stato assunto l'avviamento istantaneo.	266
6.14	Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s nell'ipotesi che entri in funzione la sola elettropompa a Gesuiti.	268
A.1	Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni del moto . . .	276
A.2	Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni di continuità . .	278
B.1	Analisi del colpo d'ariete con due diversi sistemi di riferimento . .	280
C.1	Dominio e zona d'influenza di un punto P	285
C.2	Linee caratteristiche in presenza di condotte rigide	286
D.1	Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni ("curve") tarate, per la prova all'idrante 20/13.	290
D.2	Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni ("curve") tarate, per le prove su entrambi gli idranti. . .	291
D.3	Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni ("curve") tarate, per la prova all'idrante 18/04.	292

INTRODUZIONE

Vista la vulnerabilità nei confronti degli incendi del centro storico di Venezia, costituito per lo più da edifici aventi una struttura di materiale ligneo e molto ravvicinati, nonché le problematiche inerenti il servizio antincendio, non solo perché soggetto in alcune zone alle condizioni di marea, ma soprattutto perché vincolato all'utilizzo di acqua salmastra, a metà degli anni '90, l'Amministrazione comunale ha deciso di affrontare in modo radicale il problema realizzando una rete idrica dedicata al solo servizio antincendio della città lagunare.

La rete è ancora in fase di realizzazione e allo stato attuale conta di circa 700 idranti e 44 km di condotte regolarmente funzionanti. La sua alimentazione avviene per mezzo di 6 centraline di pressurizzazione distribuite su tutto il territorio e collegate alle condotte principali del sistema di distribuzione idropotabile della città. In assenza d'erogazione il sistema è mantenuto ad una pressione di circa 6 bar ad opera delle pompe pilota installate nelle centraline.

A causa dell'elevato grado di interconnessione degli elementi del sistema, volutamente ricercato per garantire ridondanza al servizio antincendio, l'apertura del singolo idrante può determinare l'accensione di un gruppo di spinta non solo dell'impianto più vicino, ma anche di uno poco più lontano, comportando eccessive sovrappressioni che potrebbero danneggiare la rete stessa. Inoltre, se l'erogazione avviene da una singola manichetta, il servizio antincendio potrebbe essere assicurato dal funzionamento contemporaneo delle pompe di compensazione delle due stazioni di rilancio, in luogo delle elettropompe, contrariamente a quanto espressamente richiesto da normativa.

Per riuscire a trovare una soluzione a questi problemi, per fornire indicazioni

sulle misure correttive da apportare alla gestione della rete e per verificare la capacità nonché l'affidabilità del sistema antincendio descritto, è stato appositamente realizzato un modello volto all'analisi del transitorio prodotto da manovre di apertura/chiusura agli idranti e conseguenti avviamenti/spegnimenti dei gruppi di spinta, la cui taratura è stata fatta sulla scorta di due prove in campo sviluppate fra la fine del 2011 e l'inizio del 2012.

Questa tesi ha come obiettivo quello di superare le limitazioni di una prima versione del codice di calcolo sviluppato per la sola interpretazione delle prove sperimentali e per poter riprodurre l'effettivo comportamento della rete e verificarne l'affidabilità alla richiesta della portata di progetto di 30 l/s.

Il nuovo codice sviluppato, oltre ad affinare la procedura di calcolo permette di riprodurre un elevato numero di dispositivi ed elementi, rendendolo efficace anche in presenza di sistemi o, nel caso della rete in esame di schematizzazioni, complessi. Oltre a pompe e idranti, è ora possibile simulare il funzionamento di valvole di sezionamento e regolazione, valvole di non ritorno e dei pressostati.

Il primo e il secondo capitolo offrono una panoramica delle equazioni su cui si reggono i fenomeni di moto vario analizzabili con il modello e il metodo a cui si è fatto riferimento nella loro risoluzione, su cui lo stesso è stato sviluppato.

Nel terzo capitolo è presentato il procedimento risolutivo implementato dal codice di calcolo, sia nella determinazione delle condizioni iniziali che nell'analisi del transitorio. Nello stesso capitolo sono anche descritte nel dettaglio le modifiche apportate al modello originale e riportati i risultati dei test condotti per la relativa validazione. Inoltre, per agevolare l'utilizzo del codice per conto terzi sono fornite indicazioni in merito all'organizzazione e successiva compilazione del file input, indispensabile per consentire il corretto avviamento delle simulazioni.

Le peculiarità del nuovo sistema antincendio e relative problematiche sono presentate nel quarto capitolo, al termine del quale sono descritte anche le due indagini di campo condotte nei mesi di dicembre 2011 e marzo 2012, al fine di raccogliere i dati utili alla calibrazione del modello, descritta nel quinto capitolo.

Il sesto capitolo invece raccoglie i risultati delle simulazioni svolte per verificare l'affidabilità della rete alla richiesta della portata di progetto, al variare della

posizione del punto d'erogazione e delle caratteristiche delle strumentazioni installate nelle stazioni di rilancio, mentre nel settimo e ultimo capitolo sono riportate le conclusioni.

Infine, in appendice si riportano i procedimenti con cui sono state definite le equazioni presentate nel primo e secondo capitolo, i risultati di alcuni test preliminari che hanno messo in evidenza la necessità di calibrare il modello così come descritto nel quinto capitolo e, in particolare, l'elenco aggiornato delle variabili utilizzate nel codice di calcolo, per agevolarne la comprensione, in previsione di future.

Capitolo 1

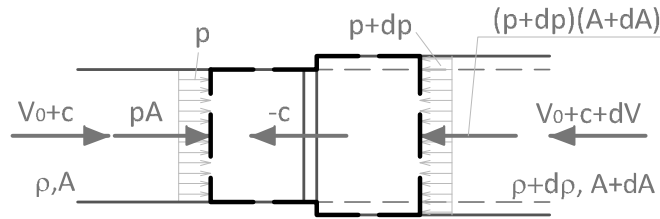
MOTO VARIO NELLE CONDOTTE IN PRESSIONE

1.1 Generalità

Il moto vario è quel particolare stato di moto della corrente contraddistinto dalla variabilità temporale, oltre che spaziale, delle sue caratteristiche. Nei sistemi di condotte in pressione, il moto vario è la fase temporanea che intercorre tra due specifiche condizioni di regime ed è anche indicato col termine di transitorio.

Solitamente, tale fase si manifesta in seguito alla variazione pianificata delle condizioni operanti dei dispositivi di controllo presenti nel sistema, al fine di soddisfare le diverse richieste delle utenze, ma può presentarsi anche accidentalmente a causa di un loro guasto o per il danneggiamento di una condotta. La riduzione di velocità prodotta ad esempio dalla parziale chiusura di una valvola, per il minor consumo di portata richiesto, o il suo completo annullamento, a causa dell'arresto improvviso di un pompa per l'interruzione dell'alimentazione, così come un suo incremento, per l'apertura di un ugello, possono dare luogo ad onde di pressione che, propagandosi all'interno del campo di moto, ne alterano le caratteristiche in ogni suo punto: fenomeno noto anche col nome di colpo d'ariete.

Nell'ipotesi di poter trascurare le perdite continue per attrito e la pendenza



$$pA - (p+dp)(A+dA) = (\rho+dp)Q(V_0+c+dV) - \rho Q(V_0+c)$$

dove:

$$V_0+c = a, \quad \text{celerità relativa del fronte d'onda}$$

Figura 1.1: Volume di controllo mobile con velocità c nel verso negativo del moto, di riferimento nella determinazione dell'eq. 2.1.

delle condotte nonché la loro deformazione e la variazione di densità del fluido, rispettivamente perché sufficientemente rigide, le prime, e incompressibile, il secondo, l'entità di tali perturbazioni è definibile mediante la seguente relazione:

$$dp = -\rho adV \quad (1.1)$$

ottenuta applicando il teorema della quantità di moto su di un volume di controllo posto a cavallo del fronte d'onda e mobile solidalmente ad essa con celerità assoluta c , in modo da poter trascurare l'intensità della variazione della quantità di moto nel tempo, tipica dei fenomeni non stazionari; così come messo in evidenza in figura 2.1¹.

Nel caso più generale di condotta inclinata, non potendo più trascurare l'effetto del peso del fluido γ , in luogo di p si deve assumere la quota piezometrica H (somma dell'altezza piezometrica p/γ e l'altezza geodetica h dell'asse della condotta sul riferimento) espressa in termini di pressione γH , per cui la precedente eq. (2.1) deve essere riscritta come:

$$dH = -\frac{adV}{g} \quad (1.2)$$

¹Una descrizione più dettagliata dell'applicazione del teorema della quantità di moto è riportata in *Appendice B*.

o, tenendo conto del segno della celerità, come:

$$dH = \pm \frac{adV}{g} \quad (1.3)$$

Secondo quanto messo in evidenza dalle espressioni (2.1) e (2.2) pertanto, l'entità delle onde di pressione è tanto più significativa quanto più consistente è la variazione che si intende apportare alle condizioni di regime iniziali e alla rapidità con cui questa viene apportata. Come verrà illustrato nei prossimi paragrafi inoltre, dipendendo direttamente dalla loro celerità di propagazione, l'importanza di questi fenomeni varia col diametro degli elementi del sistema, con la loro deformabilità e con la comprimibilità del fluido.

La grandezza caratteristica utilizzata per stabilire se la manovra di durata t_M , eseguita per modificare le condizioni stazionarie di partenza, sia brusca o meno è detta *ritmo della condotta*: tempo $\tau_c = 2L/a$ impiegato dalla perturbazione a percorrere un intero percorso (di lunghezza L) di andata e ritorno.

In entrambi i casi, le condizioni più gravose si verificano al completo arresto del flusso. Se si indicano con V_0 la velocità di regime della corrente e con g l'accelerazione gravitazionale, le massime sovrappressioni sono stimabili, rispettivamente, attraverso la formula di Joukowski - Allievi:

$$\Delta H = \frac{aV_0}{g} \quad (1.4)$$

per manovre brusche ($t_M < \tau_c$), e con quella di Michaud:

$$\Delta H = \frac{\tau_c}{t_M} \frac{aV_0}{g} \quad (1.5)$$

per manovre lente ($t_M > \tau_c$). I valori definiti attraverso l'eq. (2.4) e l'eq. (2.5) però, sono solo di prima approssimazione e, come tali, in particolari situazioni potrebbero divenire ben più significativi.

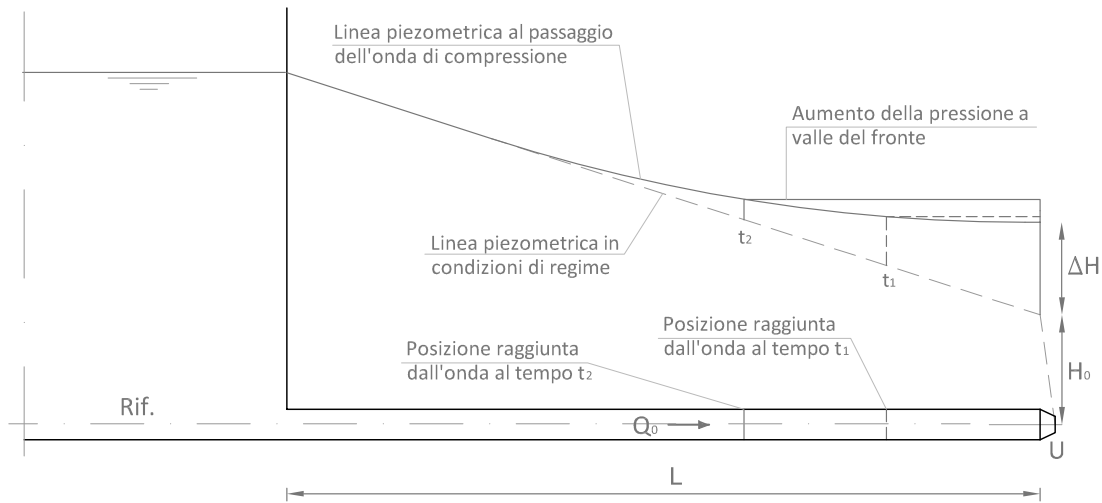


Figura 1.2: Incremento della massima sovrapressione nei sistemi altamente dissipativi o caratterizzati da condotte molto lunghe

Ad esempio, in presenza di condotte molto lunghe² o in sistemi altamente dissipativi, cioè sistemi caratterizzati da perdite continue per attrito superiori alla massima sovrapressione ΔH , come quello rappresentato in figura (2.2), la maggiore pressione iniziale delle sezioni di monte, al propagarsi della perturbazione generatesi in seguito alla chiusura dell'ugello "U", può comportare l'ulteriore e progressivo incremento della pressione delle sezioni a valle del fronte. In questi casi infatti, il completo arresto del fluido potrebbe non verificarsi al passaggio dell'onda di compressione ma solo nelle sezioni più a valle, verso l'ugello, dove si è già instaurato lo stato di quiete della corrente. L'annullamento della velocità, così come messo in evidenza dalla relazione 2.1, produce un incremento di pressione addizionale a quello verificatosi con l'intercettazione del flusso, al quale potrebbero

²Con il termine di lunga condotta si indicano quelle condotte aventi una lunghezza tale per cui le perdite continue per attrito che si manifestano lungo le stesse risultino superiori alla massima sovrapressione ΔH , definibile con l'espressione (2.4). Ovvero tale per cui:

$$jL > av_0/g \quad (1.6)$$

Noti la celerità a , la velocità di regime v_0 , il numero di resistenza f e il diametro D quindi, una condotta si definisce lunga se:

$$L > \frac{2aD}{fv_0} \quad (1.7)$$

seguire ulteriori dilatazioni degli elementi del sistema e incrementi di densità del fluido stesso per la maggiore compressione a cui questo è sottoposto [Wylie, 1993, p. 63].

Per garantire l'integrità del sistema e di tutte le sue componenti, è bene contenere entro limiti di sicurezza l'entità dei fenomeni transitori prendendo in considerazione e valutando con attenzione, sin dalla fase di progettazione, tutte le possibili situazioni da cui potrebbero avere luogo ed individuare le misure precauzionali necessarie come:

- l'indicazione dei tempi con cui devono essere eseguite le manovre, adottando automatismi che obblighino al rispetto dei tempi di manovra e istruendo opportunamente il personale addetto;
- l'installazione degli adatti dispositivi di protezione.

1.2 Dispositivi di protezione nei sistemi di condotte in pressione

Al fine di garantire il corretto funzionamento dei sistemi di condotte in pressione e la vita utile prevista è necessario prevedere l'inserimento di specifici dispositivi di protezione dai fenomeni transitori; in modo particolare quando non si ha la possibilità di condurre analisi preventive accurate.

Di seguito vengono descritti sinteticamente alcuni tra i dispositivi più comunemente adottati:

1.2.1 Volani

Il volano è il dispositivo utilizzato per incrementare l'inerzia delle masse rotanti del motore delle pompe. Maggiore è l'inerzia degli organi mobili infatti più gradualmente sono le fasi di avviamento e spegnimento dei gruppi di spinta per cui le onde di pressione risultano molto più contenute. Vantaggi significativi però si possono riscontrare solamente durante le fasi di arresto perché, per l'accensione,

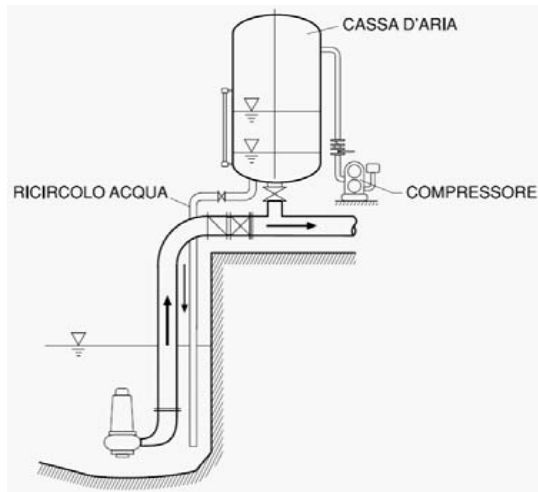


Figura 1.3: Esempio di cassa d'aria [Bianchi, 2001].

aumentare il peso delle masse rotanti significa aggravare lo sforzo torsionale del giunto motore-pompa con il conseguente aumento dei picchi di corrente e dei consumi. Motivo per cui, solitamente a questo dispositivo si ricorre solamente se non vi sia altra soluzione.

1.2.2 Casse d'aria e vasche d'oscillazione

Questi dispositivi attenuano i fenomeni del colpo d'ariete, fino al loro annullamento, immettendo nell'impianto, o ricevendo dallo stesso, un certo volume d'acqua a seconda che si verifichi una depressione o una sovrappressione, in corrispondenza del loro punto d'inserimento. Trasformano cioè i fenomeni transitori in fenomeni d'oscillazione di massa.

Le casse d'aria sono dei serbatoi cilindrici metallici, parzialmente riempiti d'aria, che vengono collegati alla condotta di mandata immediatamente a valle dei gruppi di spinta. Nel caso in cui si verifichi l'arresto della pompa, parte dell'acqua contenuta nella cassa fluisce nella condotta comportando l'espansione dell'aria presente al suo interno, mentre nella successiva fase di riflusso l'aria stessa è sottoposta a compressione. Poiché il rifornimento della condotta di mandata, a seguito dell'arresto del gruppo, avviene a spese del volume d'acqua invasato nel

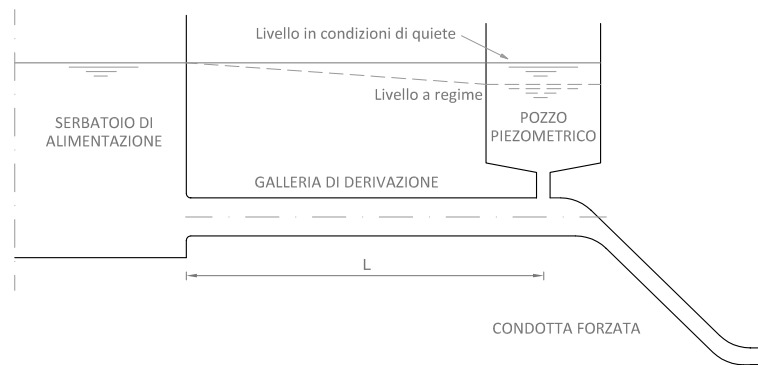


Figura 1.4: Esempio schema d'impianto con pozzo piezometrico.

dispositivo, affinché lo stesso non debba assumere dimensioni proibitive, è bene limitarne l'utilizzo ai soli impianti destinati al sollevamento di modeste portate [Da Deppo et al., 2006, p. 137].

Durante il transitorio inoltre, l'aria potrebbe essere in parte assorbita dall'acqua o persa per eventuali problemi di tenuta per cui alla cassa deve essere affiancato un compressore che ne garantisca l'opportuno rifornimento.

Le vasche d'oscillazione, o pozzi piezometrici, invece sono dei serbatoi aperti. Poiché al loro interno quindi vige la pressione atmosferica, nella protezione degli impianti di sollevamento, sono preferibili alle casse d'aria solamente nel caso in cui debba essere alzata una portata di qualche rilievo con una prevalenza piuttosto limitata. In presenza di grandi prevalenze infatti, le vasche dovrebbero essere molto alte per cui risulterebbero onerose sia economicamente che costruttivamente. I pozzi piezometrici trovano largo impiego negli impianti di derivazione idroelettrica in pressione nei quali è bene limitare il fenomeno del colpo d'ariete alla sola condotta forzata per evitare dimensionamenti costosi della galleria di derivazione ma hanno anche il compito di fornire la prima portata necessaria all'avvio dell'intero sistema.

1.2.3 Valvole di sicurezza

Sono dispositivi inseriti per proteggere gli impianti dalle sovrappressioni e affinché siano efficaci devono essere installati nelle sezioni in cui queste si possono

manifestare. Questo tipo di valvole si apre automaticamente nel momento in cui la pressione in condotta sale oltre il valore di soglia per il quale sono tarate, per poi richiudersi non appena la pressione raggiunga un valore ad esso inferiore. Gestendo le sole sovrappressioni, le valvole di sicurezza devono essere accoppiate con dispositivi che siano in grado di limitare anche le depressioni come le valvole per ingresso d'aria.

1.2.4 Valvole per l'ingresso d'aria

Questo tipo di valvole é inserito per gestire i fenomeni di depressione. Nel momento in cui la pressione all'interno della condotta scende al di sotto del valore atmosferico, la valvola si apre mettendo in comunicazione la condotta con l'esterno. L'ingresso d'aria che ne consegue limita il crollo della pressione evitando così che venga raggiunta la tensione vapore ed i conseguenti problemi di cavitazione. Per garantire il corretto funzionamento dell'impianto ed evitare la formazione di un nuovo transitorio, l'aria poi deve essere espulsa gradualmente mediante apposite valvole di sfiato, poste nei punti più alti del tracciato. Affinché ne sia garantita la completa espulsione pertanto, le condotte devono presentare un profilo regolare e di continua risalita verso gli sfiati. Attenuando le sole onde di depressione, a questi dispositivi devono esserne affiancati anche altri capaci di gestire le sovrappressioni come, ad esempio, le valvole di sicurezza.

1.2.5 By-pass o aspirazione ausiliaria

Il by-pass consiste in un collegamento tra la camera di aspirazione, se le distanze lo consentono, o la condotta di aspirazione immediatamente a monte della pompa e la condotta di mandata immediatamente a valle della stessa[Bianchi, 2001]. Come evidenziato in figura 2.5, tale collegamento viene realizzato mediante un tratto di condotta ausiliario equipaggiato con una valvola di non ritorno per impedire che la maggiore pressione vigente a valle dell'impianto di sollevamento, provochi il riflusso verso monte, in condizioni di normale funzionamento.

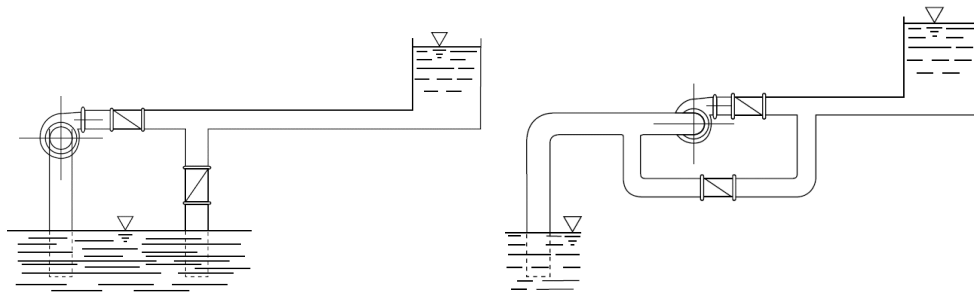


Figura 1.5: Esempio semplificato di by-pass

Con questo dispositivo, l'attenuazione dei fenomeni di colpo d'ariete avviene attraverso la limitazione della riduzione della portata immessa nella condotta premente. Allo stacco della pompa, quando la pressione a valle del by-pass scende al di sotto del valore che contraddistingue l'aspirazione, la valvola di ritegno si apre e lascia fluire una portata variabile in funzione del salto di pressione vigente. In questo modo quindi, il carico gravante sulla mandata non potrà mai essere inferiore al carico di monte, ridotto delle perdite lungo il by-pass.

1.3 Equazioni che governano il moto vario nelle condotte in pressione

Il moto vario all'interno delle condotte in pressione è dovuto alla presenza di perturbazioni che, propagandosi con una celerità finita a , istante dopo istante, modificano le caratteristiche del campo fluido in ogni suo punto.

Per descrivere i fenomeni transitori pertanto si fa riferimento alla cosiddetta *trattazione propagatoria* che si basa sulle seguenti assunzioni:

1. fluido comprimibile e condotta deformabile, entrambi caratterizzati da un legame costitutivo lineare elastico;
2. perdite continue per attrito quantificabili con la formula del moto turbolento uniforme di *Darcy-Weisbach*;
3. corrente unidimensionale.

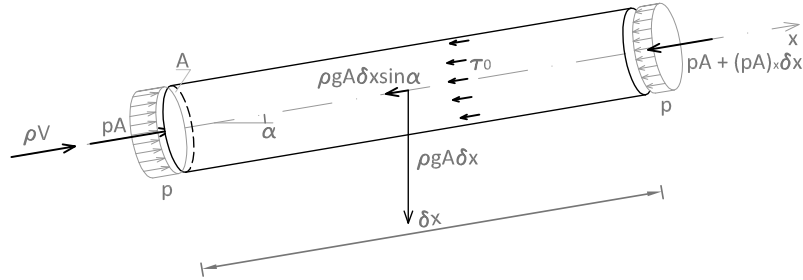


Figura 1.6: Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni del moto e continuità

L'ultima assunzione è giustificata dal fatto che le condotte presentano una sezione trasversale di dimensioni decisamente inferiore rispetto alla loro lunghezza per cui le componenti della velocità normali alla direzione del moto sono generalmente trascurabili, se non nulle, e la distribuzione trasversale delle pressioni risulta sensibilmente idrostatica. In base alla geometria delle condotte pertanto si assumono plausibilmente distribuzioni di velocità e di pressione uniformi su tutta la sezione trasversale, caratterizzate rispettivamente dal valore medio di velocità $V = Q/A$ e con il valore assunto in corrispondenza dell'asse.

Le equazioni su cui si regge la trattazione propagatoria sono l'equazione del *moto* e l'equazione di *continuità*, dedotte rispettivamente dall'analisi della condizione dinamica dell'equilibrio e dall'applicazione del principio di conservazione della massa, su di un generico volume di controllo.

Se si considera il tubo di flusso rappresentato in figura 2.6 ad esempio, assunto per semplicità di forma cilindrica, di lunghezza δx ed avente l'asse coincidente con la direzione x , le suddette equazioni risultano [Wylie, 1993]:

$$\frac{p_x}{\rho} + VV_x + V_t + g \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \tag{1.8}$$

$$\frac{\dot{A}}{A} + \frac{\dot{\rho}}{\rho} + V_x = 0 \quad (1.9)$$

in cui:

p è la pressione nella specifica sezione;

V è la velocità media nella specifica sezione;

ρ è la densità del fluido;

A è la sezione liquida;

f è il numero di resistenza determinabile con la formula di Colebrook-White o il relativo diagramma. Dipende dalla scabrezza della condotta e dal numero di Reynolds;

α è l'angolo d'inclinazione dell'asse della condotta sull'orizzontale;

$,_x$ indica la derivata spaziale del primo ordine;

$,_t$ indica la derivata temporale del primo ordine;

$\dot{}$ indica la derivata totale.

Il dettaglio dei procedimenti che portano alla definizione dell'eq. (2.8) e dell'eq. (2.9) è riportato nell'*Appendice A*.

1.4 Equazione di continuità

Le equazioni generali presentate nel precedente paragrafo sono state derivate senza introdurre alcun tipo di semplificazione per cui hanno validità generale e possono essere utilizzate per descrivere i fenomeni non stazionari all'interno di condotte in pressione, di qualsiasi pendenza, di elevata o limitata deformabilità e indipendentemente dalla natura del fluido operante.

Il secondo termine dell'equazione di continuità tiene conto della comprimibilità del fluido che, se leggermente comprimibile o incomprimibile, è definita in modo univoco dalla *Legge di Hooke*:

$$\frac{\dot{\rho}}{\rho} = \frac{\dot{p}}{K} \quad (1.10)$$

nella quale K indica il modulo di elasticità normale dello stesso fluido. \dot{A}/A invece tiene conto della deformabilità delle condotte e come tale assume espressioni differenti a seconda della loro forma.

1.4.1 Condotte prismatiche

Con condotte prismatiche la deformazione della sezione trasversale A dipende dalla sola pressione p per cui:

$$\dot{A} = \frac{dA}{dp} \dot{p} \quad (1.11)$$

Se si sostituisce questo termine nell'eq. (2.9) e si ricorda la già citata legge di Hooke, l'equazione di continuità si può riscrivere come:

$$\rho a^2 V_x + \dot{p} = 0 \quad (1.12)$$

in cui a rappresenta sempre la celerità con cui si propagano le onde di pressione, definita dall'espressione 2.14.

1.4.2 Condotte non prismatiche

In presenza di tratti convergenti o divergenti, caratterizzati cioè da un restringimento o da un allargamento delle sezioni nel senso del moto, l'eq. (2.12) non è più utile alla descrizione dei fenomeni non stazionari poiché le condotte non sono più prismatiche.

In questi casi infatti, l'area A non dipende più dalla sola pressione p ma anche dalla posizione considerata lungo l'asse longitudinale, per cui continuare a definire il termine \dot{A}/A con la (2.11) comporterebbe degli errori di non poco conto. Con condotte di forma conica, contraddistinte da una variazione lineare del diametro del tipo $D = D_0 + \beta x$, ad esempio, la deformazione della sezione trasversale è definibile con l'espressione $2\beta V/D + (KD/Ee)(\dot{p}/K)$. All'equazione del moto, di conseguenza, va affiancata l'equazione di continuità così riscritta [Wylie, 1993, p. 401]:

$$\rho a^2 V_x + \rho a^2 \frac{2\beta V}{D} + \dot{p} = 0 \quad (1.13)$$

1.5 Celerità di propagazione

Come ricordato all'inizio di questo capitolo, conseguentemente ad una variazione, più o meno brusca, delle condizioni operanti dei dispositivi di controllo presenti nel sistema, si generano delle onde di pressione che, nella loro propagazione, alterano le caratteristiche del campo di moto.

La celerità con cui si muovono tali perturbazioni, dipendente dalla natura del fluido operante e dalla deformabilità delle condotte, è definibile mediante l'applicazione del teorema della quantità di moto e dell'equazione di continuità ad un volume di controllo posto a cavallo del fronte d'onda stesso. Tralasciando l'intero procedimento che porta alla sua determinazione, comunque disponibile in *Appendice*, a risulta:

$$a = \pm \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (KdA)/(Adp)}} \quad (1.14)$$

Il termine al denominatore, dA/Adp , tiene conto proprio della deformabilità delle condotte e di come questa vari in relazione alla loro geometria, al materiale con cui sono realizzate e alle condizioni di vincolo [Wylie, 1993, p. 26].

Di seguito si riportano alcuni esempi di espressioni che tale termine può assumere al variare della forma sezione trasversale delle condotte, restringendo il campo di validità dell'eq. (2.14).

1.5.1 Condotte di sezione circolare

Con condotte di sezione circolare la deformabilità si esprime con:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dp} = \frac{D}{Ee} c_1 \quad (1.15)$$

dove E e D sono rispettivamente il modulo di elasticità normale del materiale e il diametro interno con cui è realizzata la condotta, mentre c_1 è un coefficiente moltiplicativo di entità variabile in funzione del suo grado di vincolo e del suo spessore e .

Per la nota relazione esistente tra le deformazioni del materiale lungo due direzioni perpendicolari, definita dal *coefficiente di Poisson* μ , l'impedimento degli spostamenti assiali della condotta produce una deformazione circonferenziale addizionale, per cui la deformazione della sezione trasversale A non dipende più dalla sola tensione circonferenziale, legata alla pressione interna attraverso la *legge di Mariotte*, $\sigma = pD/2e$, ma anche da quella assiale.

Indicata con ξ_A la deformazione assiale e con ξ_C quella circonferenziale, la deformazione totale risulta [Wylie, 1993, p. 27]:

$$\xi_T = \xi_C - \mu \xi_A \quad \text{dove} \quad \mu = \frac{\text{def. circ. agg.}}{\text{def. ass.}} \quad (1.16)$$

Il coefficiente c_1 quindi tiene conto della configurazione del sistema e dell'effetto di ξ_A . Se si considerano le tre differenti condizioni di vincolo di seguito riportate:

1. condotta ancorata alla sola sezione di monte
2. condotta ancorata in tutta la sua lunghezza

3. condotta ad espansione assiale libera

c_1 assume le seguenti espressioni:

per spessori sottili

1. $c_1 = 1 - \mu/2$
2. $c_1 = 1 - \mu^2$
3. $c_1 = 1$

per grossi spessori

1. $c_1 = 2e(1 + \mu)/D + D(1 - \frac{\mu}{2})/(D + e)$
2. $c_1 = 2e(1 + \mu)/D + D(1 - \mu^2)/(D + e)$
3. $c_1 = 2e(1 + \mu)/D + D/(D + e)$

1.5.2 Condotte di sezione quadrata

In presenza di condotte di sezione quadrata il termine che tiene conto della deformabilità si esprime con:

$$\frac{dA}{Adp} = \frac{B}{Ee} + \frac{B^2}{15e^3E} \quad (1.17)$$

nella quale B indica la dimensione dei lati mentre E ed e sono ancora rispettivamente il modulo di elasticità normale e lo spessore delle condotte. Il primo termine è legato alla tensione generatasi in seguito all'allungamento dei lati e, generalmente, risulta trascurabile rispetto al secondo che invece è legato alla loro curvatura.

1.5.3 Condotte di sezione rettangolare

Se si trascura direttamente il termine che definisce l'incremento della sezione dovuto alla tensioni, per condotte di sezione rettangolare:

$$\frac{dA}{Adp} = \frac{B^4 R}{15e^3 ED} \quad (1.18)$$

dove B e D sono rispettivamente la larghezza e l'altezza della sezione, mentre R è il *fattore rettangolare* definito con:

$$R = \frac{(6 - 5\alpha)}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{D}{B} \right)^5 \left[6 - 5\alpha \left(\frac{B}{D} \right)^2 \right] \quad (1.19)$$

in cui

$$\alpha = \frac{1 + (D/B)^3}{1 + D/B} \quad (1.20)$$

Come messo in evidenza dalle espressioni (2.15), (2.17), e (2.18), a parità di fluido, la celerità con cui si propagano le perturbazioni è fortemente influenzata dal materiale con cui sono realizzate le condotte. All'aumentare del loro modulo di elasticità E , quindi della loro rigidezza, a assume valori sempre più significativi tendendo, col diminuire del diametro, al valore limite della velocità del suono in un mezzo fluido illimitato [Ghetti, 2006, p. 544]:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (1.21)$$

Per l'acqua ad esempio, assunti $\rho_W = 1000[kg/m^3]$ e $K = 2,09 * 10^{-9}[N/m^2]$, tale valore vale $1445[m/s]$.

Tranne in quei particolari casi in cui i fluidi sono molto comprimibili, come i gas o i liquidi caratterizzati da un'elevata quantità d'aria al loro interno, nell'analisi dei fenomeni transitori si è soliti assumere densità e celerità come costanti.

Tabella 1.1: Valori indicativi della celerità di propagazione delle onde di pressione in acqua per diversi materiali e rapporti tra diametri e spessori delle condotte

Materiale condotta	E [N/m ²]	Celerità a[m/s]		
		D/s	D/s	D/s
Ghisa	$1,00 \cdot 10^{11}$	1011	1261	1376
Acciaio	$2,10 \cdot 10^{11}$	1181	1349	1411
Calcestruzzo	$3,00 \cdot 10^{10}$	683	1011	1245
PVC	$3,00 \cdot 10^9$	242	427	683
PEAD	$9,00 \cdot 10^8$	134	242	407
Vetroresina	$4,00 \cdot 10^{10}$	761	1082	1287

1.6 Equazioni per il caso in esame

1.6.1 Equazioni complete

Nell'analisi dei problemi di moto vario che caratterizzano la rete antincendio di Venezia si è fatto riferimento alle equazioni (2.8) e (2.12).

Vista la natura del fluido operante, l'acqua, una volta definita la quota h dell'asse delle condotte sul riferimento, tali equazioni possono essere riscritte in funzione del carico piezometrico $H = p/\gamma + h$. Poiché si ha a che fare con una corrente liquida inoltre, le modeste variazioni di densità sono trascurabili rispetto a quelle di H e h per cui:

$$gH_x + VV_x + V_t + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (1.22)$$

$$VH_x + H_t - V \sin \alpha + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \quad (1.23)$$

Le eq. (2.22) e (2.23) sono del tutto generali e possono essere utilizzate in presenza di condotte altamente deformabili, per le quali celerità delle perturbazioni e velocità della corrente sono dello stesso ordine di grandezza ($a \approx V$) ma, come è stato fatto per l'analisi della rete di Venezia e così come generalmente avviene, se gli elementi dei sistemi sono sufficientemente rigidi da far sì che $a \gg V$ si può

ricorrere alla loro forma semplificata, illustrata nel sottoparagrafo successivo.

1.6.2 Equazioni semplificate

Come accennato nel precedente 2.6.1 in relazione al rapporto tra la celerità delle perturbazioni, a , e la velocità media della corrente, V , è possibile semplificare le equazioni che reggono i fenomeni di moto vario.

Si immagini di poter descrivere una qualsiasi caratteristica dell'onda di pressione, ad esempio la densità o la pressione stessa, con la generica funzione $F(x, t)$. Se si trascurano le dissipazioni energetiche, un qualsiasi osservatore che si sposti solidalmente alla perturbazione, ovvero che si muova con la sua stessa celerità, vedrà mantenersi immutata nel tempo e nello spazio la caratteristica F , cioè $dF/dt = 0$ o, per esteso:

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dx}{dt} \frac{\delta F}{\delta x} + \frac{\delta F}{\delta t} = 0 \quad (1.24)$$

in cui dx/dt è proprio la celerità dell'onda di pressione. Esplicitando la (2.24) e dividendo tutto per V , si ottiene:

$$\frac{a}{V} = - \frac{\delta F/\delta t}{V\delta F/\delta x} \quad (1.25)$$

pertanto se $a \gg V$, come si verifica tipicamente per le condotte in pressione, indipendentemente dalla caratteristica F considerata, $\delta F/\delta t \gg V\delta F/\delta x$ [Defina, 2009]. Ciò significa che tutti i termini di tipo $V\delta F/\delta x$ sono trascurabili rispetto a quelli di tipo $\delta F/\delta t$ quindi, nell'eq. (2.22), VV_x è trascurabile rispetto V_t , così come lo sono VH_x e $V \sin \alpha$ rispetto ad H_t nell'eq. (2.23).

In presenza di condotte sufficientemente rigide allora, l'equazione del moto e l'equazione di continuità possono essere riscritte nella forma semplificata seguente:

$$gH_x + V_t + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (1.26)$$

$$H_t + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \quad (1.27)$$

Dunque, il moto vario in ipotesi elastiche è governato da due equazioni differenziali alle derivate parziali del primo ordine, iperboliche, nelle variabili H e V dipendenti dalla posizione, x , e dal tempo, t .

A causa delle non linearità presenti, tali equazioni non presentano alcuna soluzione in forma chiusa per cui si deve necessariamente ricorrere a metodi che ne approssimino il risultato, trascurando i termini non lineari o linearizzandoli. In letteratura si trovano diversi metodi grafici e analitici che operano secondo questo schema ma quello che meglio si presta alla risoluzione numerica dei problemi di vario è il *metodo delle caratteristiche*. Sebbene richieda time step di calcolo molto piccoli per soddisfare la condizione di stabilità, e quindi un maggior onere computazionale, infatti, il metodo delle caratteristiche è il più efficace in presenza di sistemi che richiedono l'inserimento di condizioni al contorno complesse [Chaundry, 1987] ed è per questo motivo che lo si è scelto per sviluppare il modello volto all'analisi dei fenomeni non stazionari che si manifestano nella rete antincendio di Venezia.

Capitolo 2

RISOLUZIONE DEI PROBLEMI DI MOTO VARIO CON IL METODO DELLE CARATTERISTICHE

La possibilità di analizzare agevolmente anche quei sistemi caratterizzati da condizioni al contorno complesse rende il metodo delle caratteristiche quello più comunemente utilizzato, nell'analisi dei problemi di moto vario [Chaundry, 1987]. Tale metodo trasforma le due equazioni alle derivate parziali del primo ordine, iperboliche, che reggono le fasi non stazionarie, in un sistema di quattro equazioni differenziali ordinarie, risolvibili dal punto di vista numerico con una discretizzazione alle differenze finite.

In questo capitolo viene tralasciata la parte relativa alla trasformazione delle suddette equazioni, disponibile in *Appendice*, per concentrare l'attenzione sull'applicazione del metodo risolutivo.

Ad eccezione del primo paragrafo, nel quale sarà presentata l'applicazione del metodo alla forma completa delle equazioni, in quelli successivi si farà sempre riferimento alla loro forma semplificata considerato che, generalmente, come per

la rete in esame, le condotte sono sufficientemente rigide da rendere plausibili le semplificazioni presentate nel precedente capitolo.

2.1 Applicazione alle equazioni complete

Il metodo delle caratteristiche trasforma le eq. (2.22) e (2.23) nelle due coppie di equazioni differenziali ordinarie seguenti [Wylie, 1993]:

$$C^+ \begin{cases} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - V \frac{g}{a} \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (2.1) \\ \frac{dx}{dt} = V + a & (2.2) \end{cases}$$

$$C^- \begin{cases} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + V \frac{g}{a} \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (2.3) \\ \frac{dx}{dt} = V - a & (2.4) \end{cases}$$

L'eq. (2.2) e l'eq. (2.4), dette *linea caratteristica positiva* e *linea caratteristica negativa*, descrivono il modo di propagarsi di una perturbazione nel verso positivo e negativo del moto. Nel piano spazio - tempo, vista la natura non stazionaria della corrente, tali linee sono rappresentate da due curve, convenzionalmente indicate con C^+ e C^- .

Le equazioni (2.1) e (2.3), ciascuna valida lungo la rispettiva caratteristica C , invece, sono dette *equazioni di compatibilità* e definiscono il legame tra la quota piezometrica, H , e la velocità, V , di due punti del campo fluido per i quali passa una stessa linea caratteristica, in due istanti successivi [Wylie, 1993].

Per risolvere numericamente i problemi di moto vario, si deve ricorrere alla formulazione alle differenze finite di queste due coppie di equazioni, ottenuta integrando le stesse lungo le relative caratteristiche.

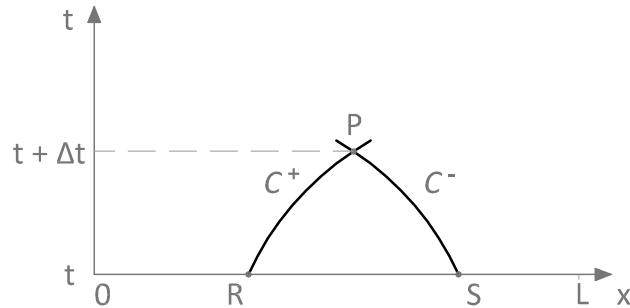


Figura 2.1: Linee caratteristiche in presenza di condotte altamente deformabili o fluidi comprimibili

Poiché l'andamento di V , nel tempo e nello spazio, non è noto a priori, l'integrazione degli ultimi due termini delle equazioni di compatibilità richiede necessariamente un'approssimazione.

Solitamente, avendo a che fare con fluidi operanti di limitata viscosità, contraddistinti cioè da perdite continue per attrito piuttosto contenute, e vista l'esiguità degli intervalli temporali di calcolo usualmente adottati, è sufficiente ricorrere ad un'approssimazione con un'accuratezza del primo ordine. Ovvero, si possono esprimere $V \sin \alpha$ e $f|V|/2D$ in funzione delle sole condizioni del punto per cui passa la linea caratteristica all'istante precedente [Chaundry, 1987].

Nel caso in cui i fluidi operanti dovessero essere particolarmente viscosi, come ad esempio gli olii, o le dissipazioni energetiche non fossero più così modeste, continuare ad assumere come costante la velocità lungo le linee caratteristiche potrebbe compromettere l'intera analisi, falsando o rendendo instabile la soluzione. Precauzionalmente quindi, prima di esaminare un nuovo problema, è sempre bene verificare la validità di tale ipotesi. Nel paragrafo 3.3 verranno forniti maggiori dettagli sui limiti con cui può essere applicata questa tecnica ed eventuali alternative.

Si consideri ad esempio il punto P illustrato in figura 3.1, rappresentativo di una generica sezione, di una condotta di lunghezza L , al generico istante $t + \Delta t$. Per riuscire a determinarne quota piezometrica e velocità, si deve risolvere un

sistema costituito dalla forma integrata delle equazioni (2.1) e (2.2) e delle (2.3) e (2.4) rispettivamente tra P ed R e tra P ed S .

Assumendo come costante il diametro, D , come costante o variabile con la velocità, secondo la legge di Colebrook-White, il numero di resistenza f ed esprimendo V attraverso la portata Q , queste risultano:

$$(H_P - H_R) + \frac{a_R}{Ag}(Q_P - Q_R) - \frac{Q_R(t_P - t_R)}{A} \sin \alpha + \frac{a_R f}{2gDA^2} |Q_R| Q_R (t_P - t_R) = 0 \quad (2.5)$$

$$x_P - x_R = (V_R + a_R)(t_P - t_R) \quad (2.6)$$

$$(H_P - H_S) - \frac{a_S}{Ag}(Q_P - Q_S) + \frac{Q_S(t_P - t_S)}{A} \sin \alpha - \frac{a_S f}{2gDA^2} |Q_S| Q_S (t_P - t_S) = 0 \quad (2.7)$$

$$x_P - x_S = (V_S - a_S)(t_P - t_S) \quad (2.8)$$

Dunque, ad ogni coppia di linee caratteristiche passanti per il generico punto P del campo di moto è associato un sistema di quattro equazioni nelle quattro incognite x_P , t_P , Q_P e H_P . Dipendentemente dalla deformabilità delle condotte e dalla natura del fluido operante, questo sistema può essere risolto con due diversi metodi:

1. *Specified time interval scheme*
2. *Grid of Characteristic scheme*

2.1.1 Specified Time Interval Scheme (RG)

Noto anche come Rectangular Grid, questo metodo fissa a priori i passi di calcolo temporale, Δt , e spaziale, Δx , definendo sin dall'inizio le posizioni e gli istanti in cui verranno valutate le caratteristiche del campo di moto. Per ciascuna sezione pertanto, le sole incognite da determinare sono Q_P e H_P che saranno fornite dalla risoluzione del sistema di equazioni precedente, ridotto alle sole equazioni di compatibilità (2.5) e (2.7).

Se si inglobano tutte le grandezze costanti, più tutte quelle riferite al passo di calcolo precedente, nei due coefficienti C_P e C_M di seguito riportati:

$$C_P = H_R + B_R Q_R + \frac{Q_R}{A} \sin \alpha (t_P - t_R) + \frac{a_R f |Q_R| Q_R}{2gDA^2} (t_P - t_R) \quad (2.9)$$

$$C_M = H_S - B_S Q_S - \frac{Q_S}{A} \sin \alpha (t_P - t_S) + \frac{a_S f |Q_S| Q_S}{2gDA^2} (t_P - t_S) \quad (2.10)$$

nei quali

$$B_R = \frac{a_R}{gA} \quad e \quad B_S = \frac{a_S}{gA} \quad (2.11)$$

tali equazioni possono essere riscritte anche con l'annotazione compatta seguente:

$$C^+ : \quad H_P = C_P - B_R Q_P \quad (2.12)$$

$$C^- : \quad H_P = C_M + B_S Q_P \quad (2.13)$$

dalla cui combinazione risulta molto più agevole la determinazione di quota piezometrica e portata nel generico punto P , in funzione delle caratteristiche che il campo di moto presenta nell'istante precedente.

Q_P si ricava dalla sottrazione delle due precedenti relazioni:

$$Q_P = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_S} \quad (2.14)$$

per cui H_P si può ottenere per semplice sostituzione in una delle due equazioni di compatibilità (3.12) e (3.13) di partenza:

$$H_P = C_P - B_P \frac{C_P - C_M}{B_P + B_S} \quad o \quad H_P = C_M + B_S \frac{C_P - C_M}{B_P + B_S} \quad (2.15)$$

Queste equazioni addizionali si ottengono dalla combinazione della forma integrata delle linee caratteristiche (2.6) e (2.8) con relazioni del tipo:

$$\frac{x_C - x_A}{x_C - x_R} = \frac{Q_C - Q_A}{Q_C - Q_R} \quad (2.17)$$

ottenute dall'interpolazione lineare nello spazio delle grandezze note lungo la griglia di calcolo. Ponendo $\theta = \Delta t / \Delta x$ e $\zeta = a\theta$, esse risultano [Wylie, 1978]:

$$Q_R = \frac{Q_C - \zeta_R(Q_C - Q_A)}{1 + \theta(Q_C - Q_A)/A} \quad (2.18)$$

$$Q_S = \frac{Q_C - \zeta_S(Q_C - Q_B)}{1 + \theta(Q_C - Q_B)/A} \quad (2.19)$$

$$H_R = H_C - \left(\frac{Q_R \theta}{A} + \zeta_R \right) (H_C - H_A) \quad (2.20)$$

$$H_R = H_C + \left(\frac{Q_R \theta}{A} - \zeta_S \right) (H_C - H_B) \quad (2.21)$$

In questo modo però, si introducono degli errori nelle soluzioni numeriche, tanto più grandi quanto più piccolo è il coefficiente d'interpolazione ζ , ovvero quanto più i punti R ed S distano dalle intersezioni della griglia stessa. Affinché tali approssimazioni non provochino l'instabilità del metodo, nella scelta dei passi di calcolo temporali, Δt , e spaziali, Δx , è necessario rispettare la condizione di *Courant* [Wylie, 1993, p. 88]:

$$\Delta t (|V| \pm a) \leq \Delta x \quad (2.22)$$

secondo la quale il dominio d'influenza di un punto P deve ricadere nell'area delimitata dalle caratteristiche passanti per P e per i due punti della griglia, relativi rispettivamente alla sezione che precede e che segue quella a cui lo stesso punto appartiene, nell'istante di calcolo precedente; o al limite coincidere con la

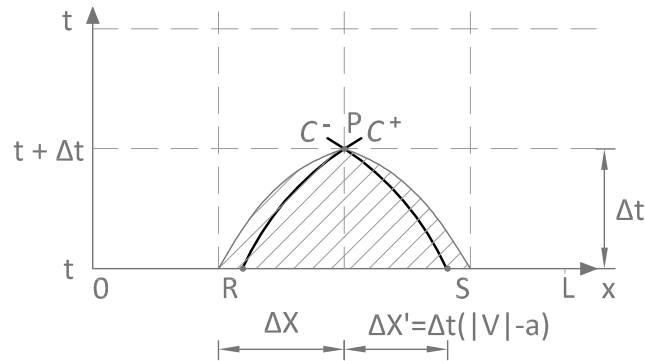


Figura 2.3: Condizione di Courant per condotte deformabili

stessa. Graficamente questa condizione è rappresentata in figura 3.3.

Rispettando la relazione (3.22) ed introducendo correttamente le condizioni al contorno, grazie al metodo *RG*, è possibile seguire l'evoluzione temporale del campo di moto in tutte le sezioni interne in cui viene suddiviso il dominio di calcolo, a partire da specifiche condizioni iniziali di regime.

Nei prossimi paragrafi si vedrà come le condizioni al contorno siano inoltre indispensabili per estendere l'analisi all'intero campo di moto.

2.1.2 Grid of Characteristic Scheme (CG)

L'interpolazione si rende necessaria ogni qualvolta le linee caratteristiche non passino per le prefissate sezioni della griglia di calcolo. Ad esempio quando varia la velocità media della corrente, nei casi in cui $V \approx a$, quando varia la celerità relativa delle onde di pressione per la maggiore deformabilità delle condotte o per la maggiore comprimibilità del fluido, nei casi in cui $V \ll a$, oppure quando si ha a che fare con sistemi complessi, per la cui analisi è richiesta l'assunzione di unico time step di calcolo per tutti gli elementi.

Con fluidi molto comprimibili pertanto, a causa dell'elevata variabilità della densità e , di conseguenza, della celerità con cui si propagano le perturbazioni, la condizione di stabilità (3.22) potrebbe non essere più soddisfatta se si ricorresse

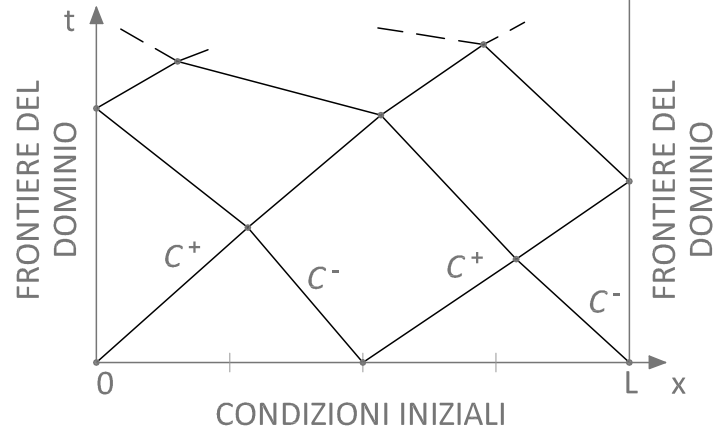


Figura 2.4: Griglia di calcolo con il Grid of Characteristic

allo Specified interval scheme. Il metodo potrebbe risultare instabile a causa dell'eccessiva entità degli errori e le soluzioni decisamente poco attendibili.

In questi casi allora è preferibile adottare il metodo a griglia di caratteristiche, noto anche con l'acronimo *CG*, con cui si determinano le incognite del problema x_P , t_P , Q_P e H_P , direttamente dalla risoluzione del sistema costituito dalla forma integrata delle quattro equazioni differenziali ordinarie (2.5), (2.6), (2.7), (2.8), senza fissare a priori la griglia di calcolo e quindi senza la necessità di dover interpolare alcun dato.

In presenza di fluidi molto comprimibili tra l'altro, non potendo trascurare le variazioni di densità, conviene riscrivere le equazioni di compatibilità (2.5) e (2.7) come:

$$a(V_P - V_R) - K \left(\frac{1}{\rho_P} - \frac{1}{\rho_R} \right) + ag \sin \alpha (t_P - t_R) + \frac{af |V_R| V_R}{2D} (t_P - t_R) = 0 \quad (2.23)$$

$$a(V_P - V_S) - K \left(\frac{1}{\rho_P} - \frac{1}{\rho_S} \right) + ag \sin \alpha (t_P - t_S) + \frac{af |V_S| V_S}{2D} (t_P - t_S) = 0 \quad (2.24)$$

Con il Grid of characteristic scheme le caratteristiche del campo di moto vengono determinate di volta in volta in sezioni ed istanti temporali diversi, in

relazione a quelle che lo stesso presenta al passo di calcolo precedente. La griglia perciò non è più regolare come per il metodo *RG* ma fluttuante e, come evidenzia la figura 3.4, gli unici punti per i quali è nota a priori la posizione sono quelli alle frontiere, dove è richiesta l'imposizione delle condizioni al contorno, e quelli in cui vengono fornite le condizioni iniziali.

Lavorando con quattro anzichè sei equazioni per ogni punto, l'onere computazionale richiesto dallo schema *CG* è minore di quello richiesto dal metodo *RG*. Inoltre, con il Grid of Characteristic scheme la condizione di Courant è automaticamente soddisfatta, per cui non è necessario alcun controllo preventivo sulla discretizzazione del dominio di calcolo.

A causa dell'irregolarità della griglia però, tale metodo non consente di seguire l'evoluzione temporale del campo di moto in una specifica sezione, a meno che non si ricorra nuovamente all'interpolazione, perdendo così il vantaggio che lo stesso metodo introduce. Per di più, la disuniformità degli intervalli temporali di calcolo rende meno agevole anche l'inserimento delle condizioni al contorno, soprattutto in quei sistemi costituiti da molteplici elementi, per i quali invece è bene disporre di un Δt comune e regolare. Sebbene quindi, dal punto di vista numerico, comporti notevoli vantaggi, per la risoluzione numerica dei problemi non stazionari, all'interno delle reti di condotte in pressione, al metodo *CG*, si preferisce lo schema *RG*.

2.2 Applicazione alle equazioni semplificate

In base a quanto illustrato nel precedente sottoparagrafo 2.6.2, in presenza di condotte rigide e fluidi leggermente comprimibili, per descrivere i fenomeni transitori sono sufficienti le equazioni semplificate (2.26) e (2.27). Tali equazioni, con il metodo delle caratteristiche, assumono le seguente espressioni:

$$C^+ \begin{cases} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (2.25) \\ \frac{dx}{dt} = +a & (2.26) \end{cases}$$

$$C^- \begin{cases} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (2.27) \\ \frac{dx}{dt} = -a & (2.28) \end{cases}$$

Scompare quindi il contributo della forza peso $gV \sin \alpha$ dalle equazioni di compatibilità, rispetto alla (2.5) e alla (2.7), così come scompare la velocità media della corrente V dalle equazioni delle linee caratteristiche, rispetto alla (2.6) e alla (2.8), ma il loro significato non cambia. L'eq. (2.25) e l'eq. (2.27) definiscono sempre il legame esistente tra le condizioni dei punti del campo fluido attraverso i quali passano le linee caratteristiche, mentre l'eq. (2.26) e l'eq. (2.28) continuano a descrivere il modo in cui si propagano le perturbazioni, rispettivamente nel verso positivo e negativo del moto.

In questi casi, dato che celerità assoluta e relativa risultano coincidenti e che quest'ultima si può ritenere costante, per via delle trascurabili variazioni di diametro e densità, sul piano $\{x - t\}$, C^+ e C^- non sono più rappresentate da curve ma da rette, come denota la figura 3.5.

In ciascuna sezione del campo di moto, l'andamento della quota piezometrica H e della portata Q è ancora definito dalla forma integrata delle equazioni di compatibilità lungo le rispettive linee caratteristiche e valutabile con lo specified time interval scheme, a partire dalle condizioni iniziali note, una volta fissate le opportune condizioni al contorno. Nell'ipotesi di poter trascurare la velocità della corrente, la stabilità del metodo risolutivo deve essere garantita assumendo degli intervalli spaziali e temporali di calcolo che soddisfino la condizione di Courant riscritta nel modo seguente:

$$\Delta t(a) \leq \Delta x \quad (2.29)$$

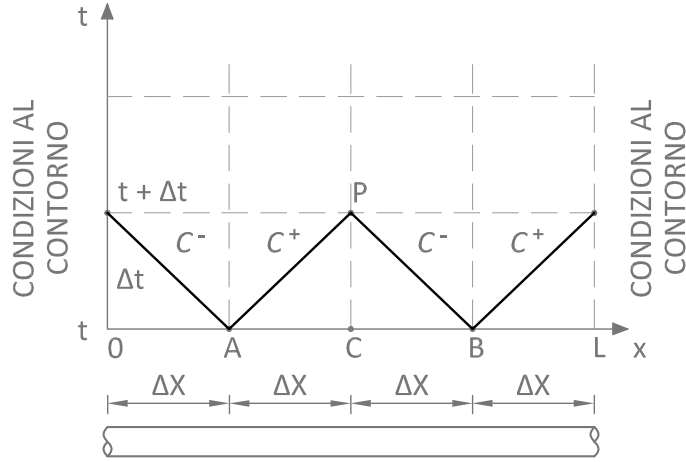


Figura 2.5: Applicazione dello Specified Time Interval Scheme a condotte rigide

Ciò significa che ove possibile, come in presenza di singole condotte, vista la costanza della celerità, conviene discretizzare il dominio in modo tale che le linee caratteristiche passino esattamente per le intersezioni della griglia di calcolo. Se si decide di suddividere il dominio in tratti di lunghezza Δx quindi, affinché non si debbano risolvere le altre quattro equazioni aggiuntive richieste per l'interpolazione, conviene analizzare il campo di moto ad intervalli temporali di $\Delta t = a\Delta x$.

Si consideri, ad esempio, la condotta di lunghezza L rappresentata in figura 3.5, dove A e B sono i punti di caratteristiche note, perchè condizioni iniziali del problema, mentre P è il punto di cui le si vogliono valutare. Se nella discretizzazione del dominio si segue il criterio appena suggerito, per determinare le incognite H_P e Q_P sono sufficienti le sole equazioni di compatibilità seguenti:

$$C^+ : H_P - H_A + \frac{a}{gA}(Q_P - Q_A) + \frac{f \Delta x}{2gDA^2}|Q_A|Q_A = 0 \quad (2.30)$$

$$C^- : H_P - H_B - \frac{a}{gA}(Q_P - Q_B) - \frac{f \Delta x}{2gDA^2}|Q_B|Q_B = 0 \quad (2.31)$$

Per rendere più agevole l'analisi, analogamente a quanto si è fatto per le equazioni

complete nel sottoparagrafo 3.1.1, conviene nuovamente raggruppare tutti i termini dipendenti dall'istante precedente e i termini costanti nei due coefficienti C_P e C_M :

$$C_P = H_A + BQ_A - R|Q_A|Q_A \quad (2.32)$$

$$C_M = H_B - BQ_B + R|Q_B|Q_B \quad (2.33)$$

nei quali $B = a/gA$ e $R = f \Delta x/2gDA^2$, e riscrivere le equazioni nelle forme compatte:

$$C^+ : \quad H_P = C_P - BQ_P \quad (2.34)$$

$$C^- : \quad H_P = C_M + BQ_P \quad (2.35)$$

La portata Q_P è ricavabile, sempre per sottrazione delle (3.34) e (3.35), come:

$$Q_P = \frac{C_P - C_M}{2B} \quad (2.36)$$

mentre la quota piezometrica H_P , oltre che per sostituzione, si può ricavare direttamente anche dalla somma della (3.34) e della (3.35):

$$H_P = \frac{C_P + C_M}{2} \quad (2.37)$$

Qualora le linee caratteristiche non dovessero passare per le intersezioni della griglia di calcolo perché si è costretti ad adottare un diverso criterio nella discretizzazione del dominio del singolo elemento, o semplicemente perché si ha a che fare con una rete di condotte, alle equazioni di compatibilità si devono affiancare le seguenti relazioni:

$$Q_R = Q_C - \zeta_R(Q_C - Q_A) \quad (2.38)$$

$$Q_S = Q_C - \zeta_S(Q_C - Q_B) \quad (2.39)$$

$$H_R = H_C - \zeta_R(H_C - H_A) \quad (2.40)$$

$$H_S = H_C - \zeta_S(H_C - H_B) \quad (2.41)$$

ottenute direttamente dalle equazioni (2.18), (2.19), (2.20) e (2.21), con le semplificazioni introdotte [Wylie, 1978].

2.3 Discretizzazione del dominio di calcolo

Quando è stata presentata l'applicazione del metodo delle caratteristiche alle equazioni complete, nel paragrafo 3.1, si è visto come si possano generalmente esprimere le perdite continue per attrito in funzione della portata del punto per cui passa la linea caratteristica nell'istante precedente. Ovvero, come si possa ricorrere ad un'approssimazione del primo ordine per riuscire ad ottenere una forma integrata delle equazioni di compatibilità lineare, rispetto alle variabili dipendenti del problema H e Q , e quindi più semplice da trattare dal punto di vista numerico.

Come in ogni approssimazione però, s'introduce un errore tanto più rilevante quanto più significativa risulta la rilevanza del termine approssimato. Se si analizza la forma integrata del termine dissipativo dell'eq. (3.30):

$$\frac{f \Delta x}{2gDA^2} |Q_A| Q_A \quad (2.42)$$

appare evidente come il peso dell'errore prodotto dall'assunzione di una portata costante vari in funzione della resistenza offerta al moto e all'ampiezza degli intervalli spaziali di calcolo.

La discretizzazione del dominio quindi, non influenza soltanto il grado di dettaglio con cui si riesce ad esaminare l'evoluzione del campo fluido, nel transitorio, ed il numero complessivo di operazioni che devono essere svolte per portare a termine le simulazioni ma anche l'accuratezza dei risultati. In presenza di fluidi viscosi, una discretizzazione poco accorta, potrebbe non garantire la convergenza delle soluzioni e rendere instabile l'intera analisi. La scelta dei passi temporale e spaziale di calcolo pertanto si rivela una delle fasi più delicate nella trattazione numerica dei problemi di moto vario.

Per assicurare la stabilità della soluzione, è bene rispettare la seguente relazione:

$$\frac{f \Delta x \bar{Q}}{2DAa} \leq 1 \quad (2.43)$$

nella quale \bar{Q} rappresenta la portata media fluente nell'elemento, anche se precauzionalmente conviene lavorare con il valore massimo, D ed A rispettivamente il suo diametro e la sua sezione ed a la celerità delle perturbazioni che si propagano al suo interno.

Il soddisfacimento della relazione (3.43) però non garantisce l'accuratezza dell'analisi. Perché questa sia garantita, il termine di sinistra deve essere sensibilmente inferiore all'unità per cui, non potendo modificare le caratteristiche fisiche dei sistemi, si deve necessariamente ricorrere a degli intervalli spaziali molto piccoli.

In ogni caso, per ogni problema c'è un Δx_{min} al di sotto del quale non ha senso spingersi perché altrimenti si finirebbe solo con l'aumentare l'onere computazionale e, di conseguenza, la durata delle simulazioni, senza trarre ulteriori benefici in merito alla precisione delle soluzioni. Conviene quindi assumere dei Δx superiori a Δx_{min} ma pur sempre inferiori a un certo Δx_{max} , per non dover cominciare a diffidare dei risultati.

Poiché gli errori commessi con l'approssimazione variano con la frequenza e l'ampiezza delle perturbazioni, non è possibile stabilire un criterio che porti alla valutazione di Δx_{max} però, indicativamente, lo si può ritenere pari a quel valore per cui il primo termine dell'espressione (3.43) risulti pari a 0.15. Ovviamente, in presenza di sistemi complessi, il Δx_{max} al di sotto del quale è bene mantenersi deve essere il minore tra quelli valutati per i diversi elementi.

L'integrazione numerica del termine dissipativo creerebbe meno problemi se si ricorresse ad un'approssimazione con un'accuratezza di ordine superiore. Con la regola dei trapezi, ad esempio, l'espressione (3.42) diverrebbe [Wylie, 1993]:

$$\frac{f \Delta x}{2gDA^2} |Q_A| Q_P \quad (2.44)$$

quindi la forma integrata delle equazioni di compatibilità sarebbe ancora lineare, per di più meno sensibile ai fluidi di elevata viscosità, però molto più scomoda da trattare dal punto di vista numerico, motivo per cui, a questa seconda opzione, si preferisce largamente la prima.

2.3.1 Discretizzazione nei sistemi complessi

Quando si ha a che fare con sistemi complessi, nella discretizzazione del dominio, oltre a prestare attenzione al rispetto dei vincoli poc'anzi illustrati, è anche necessario assumere un passo temporale di calcolo comune a tutti gli elementi, al fine d'agevolare l'inserimento delle condizioni al contorno. In linea teorica, dovrebbe essere assunto un Δt tale per cui, dividendo ciascun elemento i -esimo in un numero intero d'intervalli N_i , risulti:

$$\Delta t = \frac{L_i}{a_i N_i} \quad (2.45)$$

ovvero tale da far sì che linee caratteristiche passino esattamente per le intersezioni della griglia di calcolo, evitando così di ricorrere all'interpolazione e di introdurre ulteriori errori nell'analisi. Poiché solitamente gli elementi possono essere ben diversi tra loro, in termini di lunghezza, diametro e quindi di celerità, è molto difficile che questo accada per cui si dovrà optare per quell'intervallo temporale che consenta di suddividere ciascun elemento in un numero intero d'intervalli N_i e contemporaneamente soddisfi la condizione di Courant. Ciò significa che la discretizzazione scelta dovrà soddisfare la seguente relazione:

$$N_i \leq \frac{L_i}{a_i \Delta t} \quad (2.46)$$

In alternativa, vista la rapidità con cui i risultati perdono accuratezza all'aumentare del passo temporale di calcolo scelto, ricorrendo all'interpolazione, esistono tecniche che prevedono una correzione dei parametri richiamati dalla stessa (3.45).

È ammessa ad esempio una leggera correzione della celerità (massimo 10 ÷ 15% rispetto al valore stimato), dato che generalmente vengono introdotte delle semplificazioni nella sua determinazione, oppure una correzione della lunghezza degli elementi. Anche se questa seconda opzione è sconsigliata in letteratura poiché verrebbero alterati anche i tempi di trasmissione e riflessione delle onde di pressione, col conseguente aumento degli errori commessi nella loro stima.

2.3.2 La discretizzazione con il modello

Per discretizzare spazialmente gli elementi del sistema in esame, il modello segue due dei criteri presentati nel precedente sottoparagrafo 3.3.1: sulla base del passo temporale assunto e delle caratteristiche delle condotte, valuta il numero d'intervalli spaziali che soddisfi la relazione (3.46) e verifica l'entità del coefficiente d'interpolazione per decidere se proseguire o meno con l'interpolazione dei valori noti lungo la griglia di calcolo.

Δt deve essere sufficientemente piccolo da far sì che il secondo termine dell'eq. (3.46) sia maggiore di uno, non potendo N_i essere nullo, ma soprattutto tale da far sì che ζ_i presenti dei valori superiori, o al limite uguali, a 0.98: valore limite al di sotto del quale non conviene spingersi perchè altrimenti si otterrebbero risultati poco accurati.

In caso contrario, e solo per gli elementi in cui non dovesse essere rispettata questa condizione, il modello interviene direttamente sul valore della celerità di propagazione delle onde di pressione adottando un coefficiente correttivo ψ che consenta d'individuare l'intero N_i . Apportare questa correzione quindi, significa ammettere che la celerità possa assumere un valore:

$$a_i(1 - \psi) \leq a_C \leq a_i(1 + \psi) \quad (2.47)$$

grazie al quale ζ_i risulti unitario.

In questo modo infatti, la relazione (3.46) diventa

$$\frac{L_i}{a_i(1 + \psi) \Delta t} \leq N_i \leq \frac{L_i}{a_i(1 - \psi) \Delta t} \quad (2.48)$$

per cui se esiste un numero intero N_i compreso tra gli estremi dell'intervallo (3.48) e lo si adotta per suddividere la condotta i -esima:

$$a_C = \frac{L_i}{N_i \Delta t} \quad (2.49)$$

e di conseguenza

$$\zeta_i = a_c \frac{\Delta t}{\Delta x_i} = 1 \quad (2.50)$$

Per evitare di apportare eccessive ed inutili correzioni che renderebbero ancor meno realistica la soluzione, il modello assume un valore di ψ di primo tentativo di un millesimo e lo incrementa di volta in volta fintantoché non si verifichi l'esistenza di un N_i intero che soddisfi la relazione (3.48).

Se al raggiungimento del valore limite di ψ (0,10 – 0,15) non si dovesse aver ancora ottenuto alcun risultato accettabile, viene segnalato l'errore e si dovrebbe procedere con una riduzione del passo di calcolo temporale Δt .

2.4 Condizioni Iniziali

All'interno delle condotte in pressione, la variabilità temporale delle caratteristiche del campo di moto è dovuta alla propagazione delle perturbazioni prodotte in seguito la variazione delle condizioni operanti dei dispositivi di controllo ad esse connessi.

Le condizioni iniziali, associate all'istante $t = 0$, pertanto sono definite dalle quote piezometriche e dalle portate nodali che caratterizzano il sistema prima che venga eseguita una qualsiasi manovra. Per evitare che le stesse possano dare origine alla formazione, e conseguente propagazione, di perturbazioni del campo di moto, è molto importante che i valori imposti siano dinamicamente in equilibrio.

Ad esempio, se l'onda di pressione si genera a partire da una situazione di quiete, contraddistinta cioè da un cielo piezometrico mediamente orizzontale, a ciascun nodo della rete deve essere assegnato uno stesso carico e una portata nulla.

Se invece inizialmente il sistema è a regime, alle quote piezometriche e alle portate nodali iniziali deve essere assegnato un valore coincidente con la soluzione stazionaria di partenza.

2.5 Condizioni al Contorno

Nei precedenti paragrafi si è visto come il sistema di equazioni di compatibilità, al limite affiancate da altre quattro equazioni utili all'interpolazione, consenta di determinare quota piezometrica e velocità in ogni sezione interna del campo di moto, in uno specifico istante.

Per i punti appartenenti alle frontiere del dominio invece, come si denota dalla figura 3.5, passa una sola linea caratteristica, per cui si dispone di una sola equazione di compatibilità che, nelle due incognite H e V , non è sufficiente a completare l'analisi dei fenomeni transitori. Per questo motivo, in ciascuna di queste sezioni, in relazione al dispositivo presente o al funzionamento previsto, è richiesta l'imposizione di una condizione al contorno che fornisca: il valore di una delle incognite, costante o variabile secondo una specifica legge temporale, oppure una relazione tra le stesse.

Di seguito si riportano alcuni esempi di condizioni al contorno, distinti per le suddette tipologie.

2.5.1 Imposizione di un'incognita

Serbatoio collegato alla sezione terminale di una condotta

In presenza di un serbatoio collegato alla sezione terminale, di monte o di valle, di una condotta, come condizione al contorno, si è soliti attribuire al carico piezometrico H_P un valore coincidente con la quota della sua superficie libera sul riferimento.

All'aumentare delle dimensioni di una capacità corrisponde un aumento della sua inerzia idraulica, con una conseguente riduzione della sensibilità del suo livello anche nei confronti di fenomeni propagatori intensi, se di breve durata. Quando si trattano serbatoi molto grandi pertanto, tipicamente si assume una quota piezometrica costante o tutt'al più variabile secondo una legge di tipo sinusoidale come:

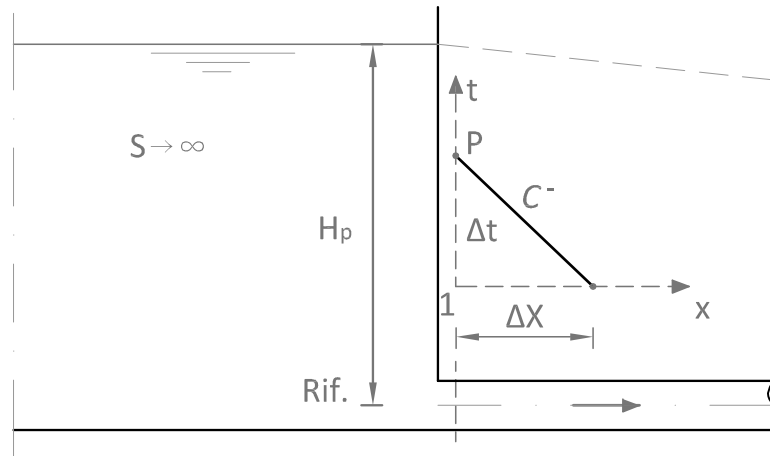


Figura 2.6: Serbatoio collegato al nodo di monte di una condotta

$$H_P = H_R + \Delta H \sin(\omega t) \quad (2.51)$$

dove H_R definisce il livello costante attorno al quale si sviluppano le oscillazioni di ampiezza ΔH , mentre ω rappresenta la frequenza con cui queste si susseguono.

La portata Q_P , di conseguenza, è determinabile per sostituzione di H_P , imposto, nell'equazione di compatibilità associata alla sola linea caratteristica presente. Per un serbatoio a monte di una condotta ad esempio, dovendo riferire all'eq. (3.35), Q_P sarà definita come:

$$Q_P = \frac{H_P - C_M}{B} \quad (2.52)$$

Immissione/erogazione di portata in/da una condotta

Nel caso in cui ci sia un'immissione o un'erogazione di portata da una condotta, all'incognita Q_P della sezione in cui questo si verifica, si deve attribuire un valore costante o variabile secondo una specifica legge temporale; in particolare, con un

segno diverso a seconda del funzionamento previsto e delle convenzioni sui segni assunte. Analogamente a quanto visto per i serbatoi, ad esempio, si può imporre una variazione di tipo sinusoidale come:

$$Q_P = Q_R + \Delta Q |\sin(\omega t)| \quad (2.53)$$

nella quale, ovviamente, Q_R rappresenta ancora il valore costante attorno al quale si sviluppano le oscillazioni di ampiezza ΔQ mentre ω la frequenza con cui queste si susseguono. H_P è quindi definibile per sostituzione di Q_P nell'equazione di compatibilità valida alla sezione di riferimento: (3.35) se di monte, (3.34) se di valle.

2.5.2 Imposizione di una relazione tra portata e quota piezometrica

Pompe centrifughe

Le pompe sono dei dispositivi caratterizzati da un legame tra quota piezometrica e portata, rappresentato con l'ausilio di tabelle o più frequentemente con la classica funzione polinomiale, di secondo grado, detta *curva caratteristica*. In corrispondenza delle sezioni estreme delle condotte in cui sono inseriti questi elementi pertanto, il problema di moto vario si risolve affiancando alla sola equazione di compatibilità presente, tale relazione, variabile a seconda del loro punto d'inserimento e della modalità di funzionamento per essi prevista.

Pompa a monte di una condotta

Quando la pompa è inserita a monte di una condotta, per prelevare a velocità costante una portata Q_P direttamente da un serbatoio il cui livello viene assunto come riferimento, la curva caratteristica risulta:

$$H_{P1} = H_S + a_1 Q_{P1} + a_2 (Q_{P1})^2 \quad (2.54)$$

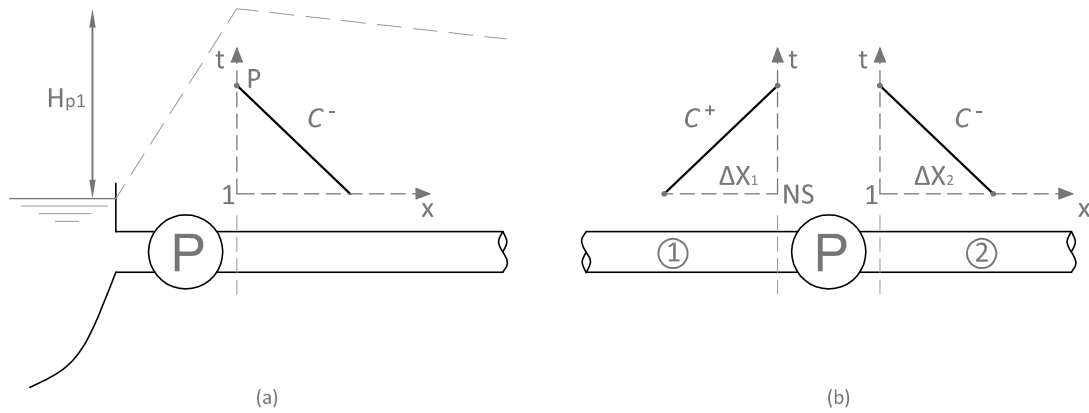


Figura 2.7: (a) Pompa a monte di una condotta. (b) Pompa inserita tra due condotte

Nel piano $\{H - Q\}$, questa relazione (3.54) è rappresentata da un arco di parabola con convessità rivolta verso l'alto i cui coefficienti, H_S , a_1 e a_2 , dipendono dal comportamento della pompa stessa. H decresce all'aumentare di Q per cui a_1 e a_2 , che definiscono rispettivamente l'ascissa dell'asse della parabola e il verso della sua concavità, sono negativi. H_S invece, identifica l'intersezione della curva con l'asse delle ordinate; è la cosiddetta prevalenza di "shutoff", ovvero il carico al verificarsi del quale si ha lo spegnimento del dispositivo ed al quale quindi corrisponde una portata nulla. Il pedice 1, attribuito alle incognite H_P e Q_P , serve a contraddistinguere la sezione di riferimento, rappresentata in figura 3.7(a).

La combinazione dell'eq. (3.54) con l'eq. (3.35) fornisce un'equazione di secondo grado, nell'incognita Q_{P1} , da cui si ottiene:

$$Q_{P1} = \frac{1}{2a_2} \left[B - a_1 \pm \sqrt{(B - a_1)^2 + 4a_2(C_M - H_S)} \right] \quad (2.55)$$

Vista la natura dei coefficienti a_1 e a_2 , la sola soluzione accettabile è quella contraddistinta da segno negativa. Nota questa, poi si può risalire ad H_{P1} , per semplice sostituzione in una delle due equazioni del sistema di partenza.

Pompa inserita tra due condotte

Se la pompa viene installata con lo scopo di garantire una specifica pressione all'occorrenza, ammettendo la variabilità delle sue condizioni operanti, cambia l'espressione della curva caratteristica che diventa:

$$H_{P2,1} - H_{P1,NS} = \alpha^2 H_S + \alpha a_1 Q_{P1,NS} + a_2 Q_{P1,NS}^2 \quad (2.56)$$

dove il doppio pedice serve a contraddistinguere la condotta e la sezione a cui si sta facendo riferimento. In questo caso quindi, oltre ai già noti parametri H_S , a_1 e a_2 , compare anche un coefficiente α , per tener conto della variazione di velocità della girante, durante le possibili fasi di avviamento e di spegnimento del dispositivo; coefficiente che può assumere valori compresi tra 0 e 1, rappresentativi rispettivamente dello stato di arresto e di regime. Due sono le equazioni di compatibilità da affiancare alla (3.56): quella associata a C^+ per la condotta di monte, definita dalla (3.34), e quella associata a C^- per la condotta di valle, definita dalla (3.35). Risolvendo simultaneamente tali equazioni e ricordando che, per continuità, $Q_{P1,NS} \equiv Q_{P2,1}$, si ottiene:

$$Q_{P1,NS} = \frac{B_1 + B_2 - a_1 \alpha}{2a_2} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{4a_2(\alpha^2 H_S + C_{P1} - C_{M2})}{(B_1 + B_2 - a_1 \alpha)^2} \right]^{1/2} \right\} \quad (2.57)$$

Nota $Q_{P1,NS}$, i valori di $H_{P1,NS}$ e $H_{2,1}$ sono deducibili dalle relative equazioni di compatibilità.

Idrante alla sezione terminale di valle di una condotta

Proprio come si fa per la generica valvola posta al termine di una condotta, in corrispondenza della sezione in cui è inserito l'idrante, è richiesta l'imposizione di una relazione tra quota piezometrica e portata. Sia che si ricorra alle espressioni della foronomia che al principio di conservazione dell'energia, analiticamente tale legame si può esprimere come:

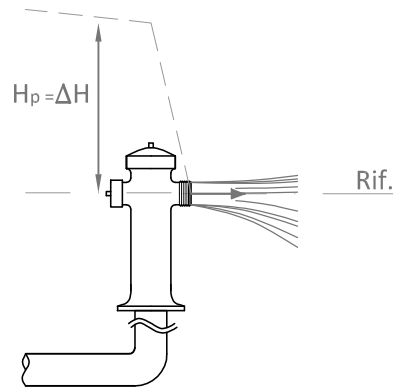


Figura 2.8: Idrante alla sezione terminale di valle di una condotta

$$Q = C\sqrt{\Delta H} \quad (2.58)$$

ΔH rappresenta la perdita energetica prodotta dallo stesso idrante ma può essere sostituito direttamente dalla quota piezometrica H_P della sezione di connessione se, analogamente a quanto illustrato in figura 3.8, si assume come riferimento l'asse della bocchetta d'erogazione e si considera che lo sbocco avvenga alla pressione atmosferica.

Il coefficiente C invece, è detto coefficiente d'emitter ed è definibile attraverso la seguente relazione:

$$C = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \quad (2.59)$$

dove il pedice "0" serve a contraddistinguere le grandezze riferite alla condizione stazionaria di massima apertura.

τ è il parametro con cui si tiene conto della variazione del grado di apertura dell'idrante in seguito all'esecuzione delle manovre; può assumere valori compresi tra 0 e 1, rappresentativi rispettivamente della condizione di completa chiusura e apertura del dispositivo. Se se ne ipotizza una variazione lineare nel tempo, per manovre complete, di durata T_M , τ è valutabile attraverso seguenti espressioni:

- con un'apertura

$$\tau = \frac{t}{T_M} \quad (2.60)$$

- con una chiusura

$$\tau = 1 - \frac{t}{T_M} \quad (2.61)$$

In condizioni stazionarie invece, non venendo modificati né la sezione A né tanto meno il coefficiente di portata C_d , τ assume un valore costante: pari a 0 o a 1, a seconda che si parta da una condizione di quiete o di regime, o, nel caso in cui si parta da una situazione di parziale apertura, pari ad un valore intermedio, valutabile direttamente attraverso le espressioni della foronomia:

$$\tau = \frac{C_d A}{(C_d A)_0} \quad (2.62)$$

valore dal quale poi ovviamente dovrebbe cominciare a variare durante la fase stazionaria.

Una volta messa a sistema l'eq. (3.58) con l'eq. (3.34) (poichè dall'idrante si può solamente erogare portata) ed indicato con $C = (Q_0 \tau)^2 / 2H_0$, la portata Q_P risulta:

$$Q_P = \frac{-BC^2 + \sqrt{B^2 C^4 + 4C^2 C_P}}{2} \quad (2.63)$$

Successivamente, con questa, è poi possibile risalire ad H_P per semplice sostituzione nell'equazione di compatibilità di partenza.

La stessa relazione (3.58) può essere utilizzata anche per descrivere il legame tra quota piezometrica e portata di un semplice orifizio purché si mantenga τ unitario, dato che non si può modificare il grado di apertura.

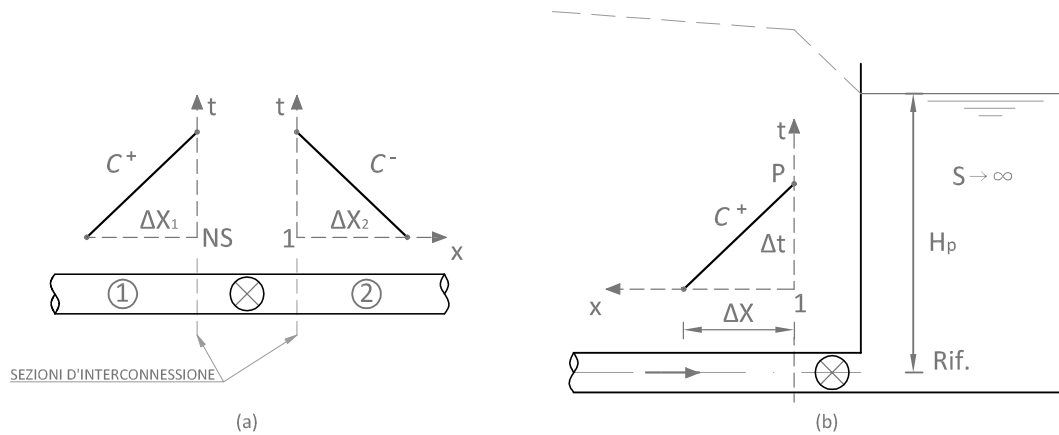


Figura 2.9: (a) Valvola tra due condotte. (b) Valvola a ridosso di un serbatoio

Valvole, orifizi e valvole di non ritorno

Quando una valvola è inserita tra due condotte piuttosto che al termine di una di esse, a ridosso di un serbatoio o in qualsiasi altra posizione all'interno di un sistema complesso, il legame tra la quota piezometrica e la portata che la contraddistinguono è ancora definibile con le espressioni della foronomia ma non più attraverso l'equazione (3.58). Differentemente da quanto visto per l'idrante infatti, lo scarico non avviene più alla pressione atmosferica, per cui il flusso che vi transita non dipende più dal solo carico gravante sulla sua sezione di monte ma dalla perdita energetica che la stessa valvola induce.

Si consideri ad esempio una saracinesca inserita tra due condotte, come quella schematizzata in figura 3.9(a). Se con $H_{P_{1,NS}}$ e $H_{P_{2,1}}$ si indicano rispettivamente la quota piezometrica delle sezioni d'interconnessione di monte e di valle, la portata Q_v che la attraversa, nel verso positivo del moto (cioè da 1 a 2), risulta:

$$Q_v = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \sqrt{H_{P_{1,NS}} - H_{P_{2,1}}} \quad (2.64)$$

dove H_0 è la dissipazione energetica localizzata che si verifica, in condizioni stazionarie, al passaggio di un flusso Q_0 , mentre τ è il parametro con cui si tiene conto della variazione del suo grado di apertura, che da origine ai fenomeni

transitori. Rispetto a quanto visto nel precedente sottoparagrafo, il valore unitario di τ è associato alla condizione stazionaria di partenza, per cui in presenza di manovre di apertura può assumere valori ben superiori ad uno. Il valore nullo invece, continua ad essere associato alla situazione di chiusura completa.

Messa a sistema con le equazioni di compatibilità disponibili alle giunzioni dei due elementi:

$$H_{P_{1,NS}} = C_{P_1} - B_1 Q_{P_{1,NS}} \quad (2.65)$$

$$H_{P_{2,1}} = C_{M_2} + B_2 Q_{P_{2,1}} \quad (2.66)$$

e considerato che per continuità $Q_{1,NS} = Q_{2,1} = Q_v$, la relazione (3.64) da luogo a un'equazione di secondo grado, nell'incognita Q_v , che una volta risolta fornisce:

$$Q_v = \frac{-C_v(B_1 + B_2) + \sqrt{C_v^2(B_1 + B_2)^2 - 4C_v(C_{M_2} - C_{P_1})}}{2} \quad (2.67)$$

Nota la portata, le quote piezometriche sono facilmente deducibili delle equazioni (3.65) e (3.66).

Poiché questo tipo di dispositivi può essere interessato anche da un'inversione del flusso, affinché Q_v risulti negativa, se $H_{P_{1,NS}} < H_{P_{2,1}}$, l'espressione (3.64) deve essere sostituita con:

$$Q_v = -\frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \sqrt{H_{P_{2,1}} - H_{P_{1,NS}}} \quad (2.68)$$

e di conseguenza l'eq. (3.67) da:

$$Q_v = \frac{+C_v(B_1 + B_2) - \sqrt{C_v^2(B_1 + B_2)^2 + 4C_v(C_{M_2} - C_{P_1})}}{2} \quad (2.69)$$

Se si osservano le espressioni (3.67) e (3.69), appare evidente come si possa parlare di flusso positivo e negativo solo se, nella prima, $C_{M_2} - C_{P_1} \leq 0$ e, nella seconda, $C_{M_2} - C_{P_1} > 0$.

Qualora lo scarico dovesse avvenire in un serbatoio piuttosto che in una seconda condotta, come illustrato in figura 3.9(b), la sezione d'interconnessione di valle deve essere schematizzata come un nodo a quota piezometrica H_P imposta, costante o tutt'al più variabile sinusoidalmente, e contraddistinto da una portata nodale Q_P pari a $-Q_v$, ora definita come:

$$Q_v = -SC_v B_1 + \sqrt{(C_v B_1)^2 + 2SC_v(C_{P_1} - H_P)} \quad (2.70)$$

dove S è un coefficiente che può assumere un valore di ± 1 , in relazione del segno di $(C_{P_1} - H_P)$.

Nel caso in cui la valvola sia del tipo “di non ritorno”, valgono ancora le espressioni (3.64) e (3.68) ma con diversi limiti di validità. L'inserimento di questi dispositivi avviene per impedire l'inversione del flusso all'interno degli elementi quando questo possa comportarne il danneggiamento.

Questo significa che, idealmente, le valvole di ritegno dovrebbero chiudersi all'annullamento della portata per riaprirsi nel momento in cui la differenza tra la pressione gravante a monte e a valle delle stesse (rispetto il verso in cui è consentito il passaggio del fluido) risulti maggiore/uguale a un certo valore limite, dettato dalle caratteristiche del loro otturatore e dei loro meccanismi di chiusura. Teoricamente quindi, se si associa il verso positivo del moto al verso in cui è consentito il passaggio del fluido, dovrebbe risultare ancora valida la sola eq. (3.64).

Se il comportamento fosse effettivamente questo, le valvole di non ritorno presenterebbero un funzionamento dipendente dalle sole caratteristiche del campo di moto, senza produrne un'ulteriore alterazione. In realtà, a causa dell'inerzia degli organi mobili e delle resistenze d'attrito, la chiusura si verifica per velocità di riflusso non nulle e, di conseguenza, l'arresto del fluido può dare luogo, a sua volta, a perturbazioni di pressione tanto più significative quanto più elevata, in

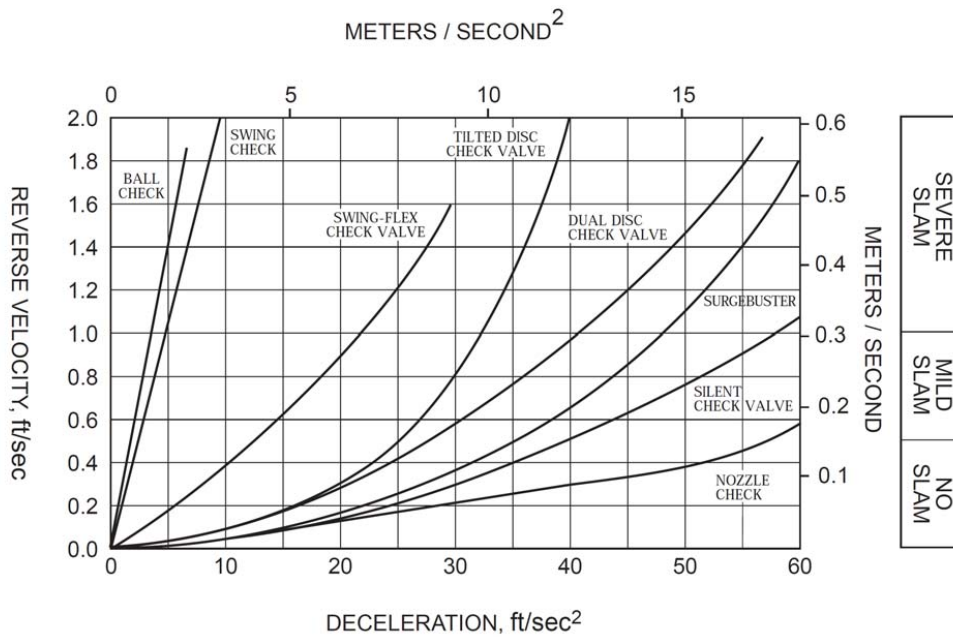


Figura 2.10: Caratteristiche dinamiche di alcune valvole di non ritorno [Val, 2003].

modulo, risulta tale velocità. Pertanto continua a valere anche la (3.68) ma solo fino al verificarsi della chiusura.

Come si evince dalla figura 3.10, l'entità della portata negativa che riesce comunque instaurarsi dipende dalla caratteristica dinamica della valvola di non ritorno e dalla decelerazione subita dal fluido. La stessa figura indica anche la gravosità delle onde di pressione associate ai diversi valori della velocità di riflusso, il cosiddetto “*SLAM*”. Al fine di evitare la formazione di transitori pericolosi quindi, nella scelta di questo tipo di dispositivi, si deve optare per quello che, a parità di decelerazione stimata per la corrente, comporti il minor riflusso.

2.5.3 Connessione tra condotte

All'interno delle reti di condotte in pressione, il ricorso alle connessioni può essere dovuto ad esigenze realizzative (sono richiesti elementi con diverse caratteristiche idrauliche e geometriche, quali diametri o scabrezze), di trasporto ed

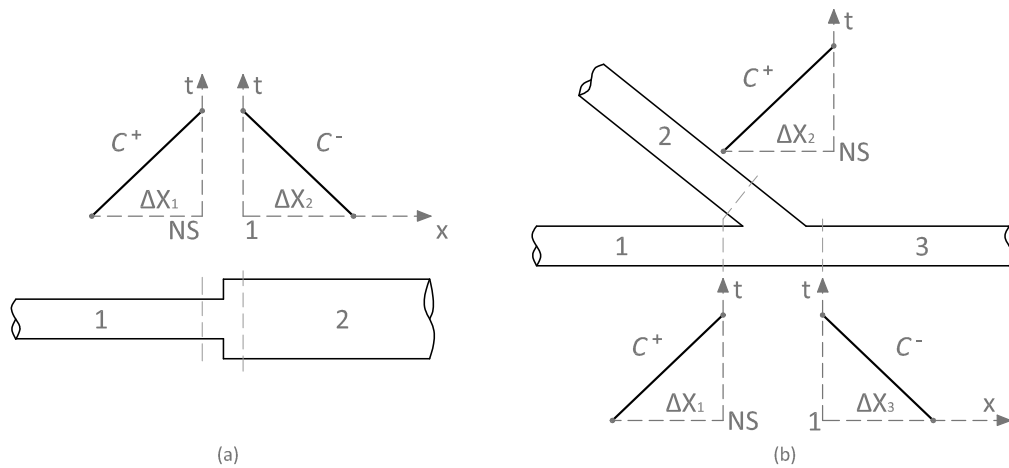


Figura 2.11: (a) Connessione tra due condotte. (b) Connessione tra più di due condotte

installazione (limitata estensione degli elementi per facilitarne trasporto e posa) o semplicemente perché previsto dallo sviluppo planimetrico della rete.

In corrispondenza di questi raccordi di due o più condotte, i problemi di moto vario si risolvono affiancando alle equazioni di compatibilità, valide alle sezioni terminali di ciascun degli m elementi confluenti, altre m relazioni: una equazione di continuità e $(m - 1)$ bilanci energetici tra coppie di sezioni afferenti.

Connessione tra due condotte

Ogni raccordo generalmente comporta una perdita energetica localizzata proporzionale al carico cinetico attraverso un coefficiente k pertanto, in base all'applicazione del principio di conservazione dell'energia, tra le sezioni terminali delle due condotte rappresentate in figura 3.11(a) (NS ed 1):

$$H_{P1,NS} + \frac{Q_{P1,NS}^2}{2gA_1^2} = H_{P2,1} + (1 + k) \frac{Q_{P2,1}^2}{2gA_2^2} \quad (2.71)$$

Se si affianca questa espressione alle equazioni di compatibilità (3.34) e (3.35) e si ricorda che, per continuità, $Q_{P1,NS} \equiv Q_{P2,1}$, la portata Q_P risulta:

$$Q_{P1,NS} = \frac{b + \sqrt{b^2 - 4cd}}{2c} \quad (2.72)$$

dove

$$b = B_1 + B_2, \quad c = \frac{1}{2g} \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1+k}{A_2^2} \right) \quad e \quad d = C_{P1} + C_{M2} \quad (2.73)$$

Di conseguenza, nota Q_P , le quote piezometriche $H_{P1,NS}$ e $H_{P2,1}$ sono deducibili per semplice sostituzione, nelle equazioni (3.34) e (3.35).

Qualora le dissipazioni localizzate e le differenza tra i carichi cinetici al raccordo siano trascurabili, il bilancio energetico (3.71) si riduce ad una semplice equivalenza tra quote piezometriche:

$$H_{P1,NS} = H_{P2,1} \quad (2.74)$$

con notevoli vantaggi per l'analisi. Le due sezioni infatti, sono identificabili con un'unica sezione, detta di connessione, per cui per il calcolo della portata è sufficiente combinare le sole equazioni di compatibilità così da ottenere:

$$Q_{P1,NS} = Q_{P2,1} = \frac{C_{P1} - C_{M2}}{B_1 + B_2} \quad (2.75)$$

Connessione tra più di due condotte

Quando in un nodo confluiscono più di due condotte il problema viene risolto ragionando sull'equazione di continuità, per la quale la somma delle portate entranti ed uscenti al nodo deve essere nulla, ovvero:

$$\sum Q_P = 0 \quad (2.76)$$

Se ci si riferisce all'esempio schematizzato in figura 3.11(b) e si considerano trascurabili le perdite energetiche alla giunzione, così da poter assumere $H_{P1,NS} = H_{P2,NS} = H_{P3,1} = H_P$, le portate nodali di ciascun elemento confluyente nel nodo sono deducibili dalle rispettive equazioni di compatibilità per cui:

$$Q_{P1,NS} = -\frac{H_P}{B_1} + \frac{C_{P1}}{B_1} \quad Q_{P2,NS} = -\frac{H_P}{B_2} + \frac{C_{P2}}{B_2} \quad Q_{P3,1} = \frac{H_P}{B_3} - \frac{C_{M3}}{B_3} \quad (2.77)$$

La sostituzione di tali espressioni nell'equazione (3.76) consente di ricavare la quota piezometrica nodale:

$$H_P = \left[\frac{C_{P1}}{B_1} + \frac{C_{P2}}{B_2} + \frac{C_{M3}}{B_3} \right] / \sum \frac{1}{B_i} \quad (2.78)$$

grazie alla quale è poi possibile definire la ripartizione delle portate tra le varie condotte.

Qualora dovessero essere presenti anche immissioni o sottrazioni di portata Q_e (costante o variabile nel tempo), attraverso dei dispositivi connessi alla confluenza, l'equazione di continuità (3.76) deve essere riscritta come $\sum Q_P + \sum Q_e = 0$ e, di conseguenza, H_P come:

$$H_P = \left[\sum_i \frac{C_i}{B_i} + \sum Q_e \right] / \sum \frac{1}{B_i} \quad (2.79)$$

Capitolo 3

II MODELLO

3.1 Generalità

Il modello in esame è stato realizzato al fine di analizzare i fenomeni propagatori che si generano all'interno della rete antincendio di Venezia, in seguito a manovre di apertura e chiusura degli idranti o di avvio e arresto dei gruppi di spinta, per affinare le prestazioni del sistema, evidenziarne eventuali lacune e valutarne l'affidabilità complessiva [Salandin et al., 2012].

Vista la laboriosità dell'analisi e la mole di operazioni necessarie per portarla a termine, il codice di calcolo, scritto in Fortran77, è stato strutturato in sottoprogrammi, ciascuno dei quali è adibito alla risoluzione di uno specifico sottoproblema. È stata adottata la cosiddetta strategia “*top-down*” in modo da favorirne la comprensione, renderlo facilmente modificabile e soprattutto adattabile ad altre necessità, ovvero utilizzabile anche nello studio di altri sistemi più o meno complessi.

Nell'analisi numerica, le reti di distribuzione sono schematizzate come un insieme di elementi unidimensionali, detti tronchi, e di elementi puntuali, detti nodi. Con i primi, si identificano tratti del sistema costituiti da condotte dotate di medesime caratteristiche idrauliche e geometriche, la cui lunghezza viene tipicamente confusa con la loro proiezione sul piano orizzontale. Con il termine di nodo invece, generalmente si indicano le estremità di ciascun tronco: anche

se, a rigore, dovrebbe essere inteso come punto di confluenza di più tronchi [Da Deppo et al., 2006, p. 100].

I dispositivi di sicurezza come le casse d'aria, i serbatoi, gli organi meccanici come le valvole o, come in questo caso, le pompe e gli idranti, sono schematizzati in modo del tutto analogo a quello appena presentato, quindi con elementi puntuali o unidimensionali ai quali però viene anche attribuito l'appellativo di "speciali". I gruppi di spinta e le saracinesche, ad esempio, essendo contraddistinti da un flusso dipendente dal salto di pressione che si verifica tra le relative sezioni d'interconnessione di monte e di valle, sono detti *tronchi speciali*. Gli idranti e i serbatoi invece, sono legati al valore di un solo carico per cui detti "*nodi speciali*". A ciascun elemento, è associato un indice attraverso il quale è possibile definire le caratteristiche topologiche della rete.

Le variabili del problema sono costituite dai valori della quota piezometrica e della portata in corrispondenza di ciascun punto in cui viene suddiviso l'intero dominio di calcolo. Come indicato nel precedente capitolo, mentre in tutte le sezioni interne il campo di moto può essere facilmente descritto dalla combinazione delle equazioni di compatibilità associate alle linee caratteristiche in esse passanti, in quelle d'estremità, questo non è possibile. Per ottenere una soluzione completa ad ogni istante temporale allora, potendo generalmente trascurare le dissipazioni energetiche localizzate e le differenze tra i carichi cinetici che si verificano alle confluenze, è necessario risolvere anche il sistema costituito dalle equazioni di continuità di ciascun nodo della rete. Si deve perciò implementare una procedura di calcolo analoga al metodo del bilanciamento delle portate, tipicamente adottato nelle trattazioni numeriche delle condizioni di regime, poiché consente anche l'analisi di tratti di rete non appartenenti ad alcun percorso chiuso e per via della favorevole struttura che assume la matrice dei coefficienti: simmetrica e diagonalmente dominante.

Il modello di conseguenza è stato sviluppato in modo tale che, a partire dalle caratteristiche topologiche della rete, riesca a costruire e risolvere un sistema di equazioni avente come incognite le sole quote piezometriche nodali, con le quali poi è possibile risalire alla redistribuzione dei flussi all'interno dei vari tronchi.

L'analisi dei fenomeni transitori, richiede necessariamente anche la conoscenza delle condizioni iniziali dalle quali questi si generano. Visti i ridotti passi temporali di calcolo usualmente richiesti e soprattutto avendo come obiettivo quello di realizzare un modello volto all'analisi di un sistema su grande scala, inserire manualmente tali condizioni risulterebbe una strada impraticabile. All'interno del codice di calcolo, prima di procedere con l'analisi transitoria, è stata prevista una fase "di moto permanente" volta alla determinazione della soluzione stazionaria di partenza; fase in cui si ricorre proprio al metodo del bilanciamento delle portate, per i motivi poc'anzi descritti.

Maggiori informazioni sulla procedura implementata dal modello verranno fornite nel paragrafo successivo, nel quale verranno anche messe in evidenza le principali modifiche apportate rispetto alla sua versione originale. La descrizione dettagliata di tali modifiche verrà presentata nel terzo paragrafo.

Il quarto paragrafo invece è stato riservato alla descrizione del file input e in particolare al modo in cui deve essere compilato, affinché possa essere correttamente interpretato dal codice di calcolo.

Per concludere, nel quinto paragrafo, verranno presentati i test svolti al fine di verificare l'affidabilità del modello e di validare le modifiche apportate, nonché il funzionamento dei nuovi dispositivi analizzabili.

3.2 La Struttura

Nella sezione 4.1 si è visto come all'interno del modello siano presenti due fasi ben distinte: quella di moto permanente, adibita alla determinazione delle condizioni iniziali, e quella di moto vario per la vera e propria trattazione dei fenomeni transitori.

In questo paragrafo vengono prima presentate sinteticamente le procedure che contraddistinguono tali fasi e in un secondo momento ne verranno descritti con maggiore precisione gli aspetti più significativi. Particolare attenzione verrà posta anche alla descrizione delle novità introdotte, mettendo in evidenza le principali differenze rispetto alla versione precedente.

I sottoprogrammi vengono richiamati al fine di individuare facilmente la parte descritta nel corso dell'esposizione all'interno del modello ma non vengono esaminati nel dettaglio in quanto è già disponibile una loro esaustiva descrizione.

Le sole subroutine analizzate sono quelle aggiunte per migliorare le prestazioni del programma e quelle corrette per risolverne alcuni limiti, entrambe presentate nel terzo paragrafo. Per favorire ulteriormente la comprensione del codice di calcolo ed agevolarne future modifiche inoltre, in appendice è stato inserito l'elenco completo delle variabili utilizzate e il loro significato.

3.2.1 Analisi stazionaria: determinazioni delle condizioni iniziali

La sequenza di istruzioni attraverso la quale si determinano le condizioni iniziali è graficamente riassunta nel diagramma di flusso di figura 4.1.

Terminata una prima inizializzazione dei parametri con cui si fissano le massime dimensioni che può presentare una rete in esame, il modello acquisisce le informazioni relative alle caratteristiche topologiche del sistema e tutti i dati necessari alle analisi, compresa quella di moto vario, mediante la subroutine INPUT. In questa, oltre alla creazione dei vettori fondamentali, quali quello dei termini noti o quello dei coefficienti d'emitter ad esempio, viene richiamato anche il sottoprogramma BAND al fine di valutare l'ampiezza della semibanda che definirà il numero di colonne della matrice dei coefficienti.

Le caratteristiche acquisite vengono poi confrontate con i limiti inizialmente imposti e, se il numero dei nodi, quello degli elementi condotta o il numero dei nodi speciali serbatoio dovesse eccedere il massimo valore prefissato, una volta segnalato l'errore, la simulazione verrebbe interrotta. In caso contrario e in assenza di errori di compilazione del file di input, il modello dà inizio alla procedura di calcolo vera e propria, cominciando a costruire il sistema di equazioni di continuità volto alla determinazione della soluzione iniziale.

Come si vedrà meglio in seguito, la non linearità delle equazioni richiede l'adozione di un metodo iterativo che, per essere avviato, necessita di una prima stima delle

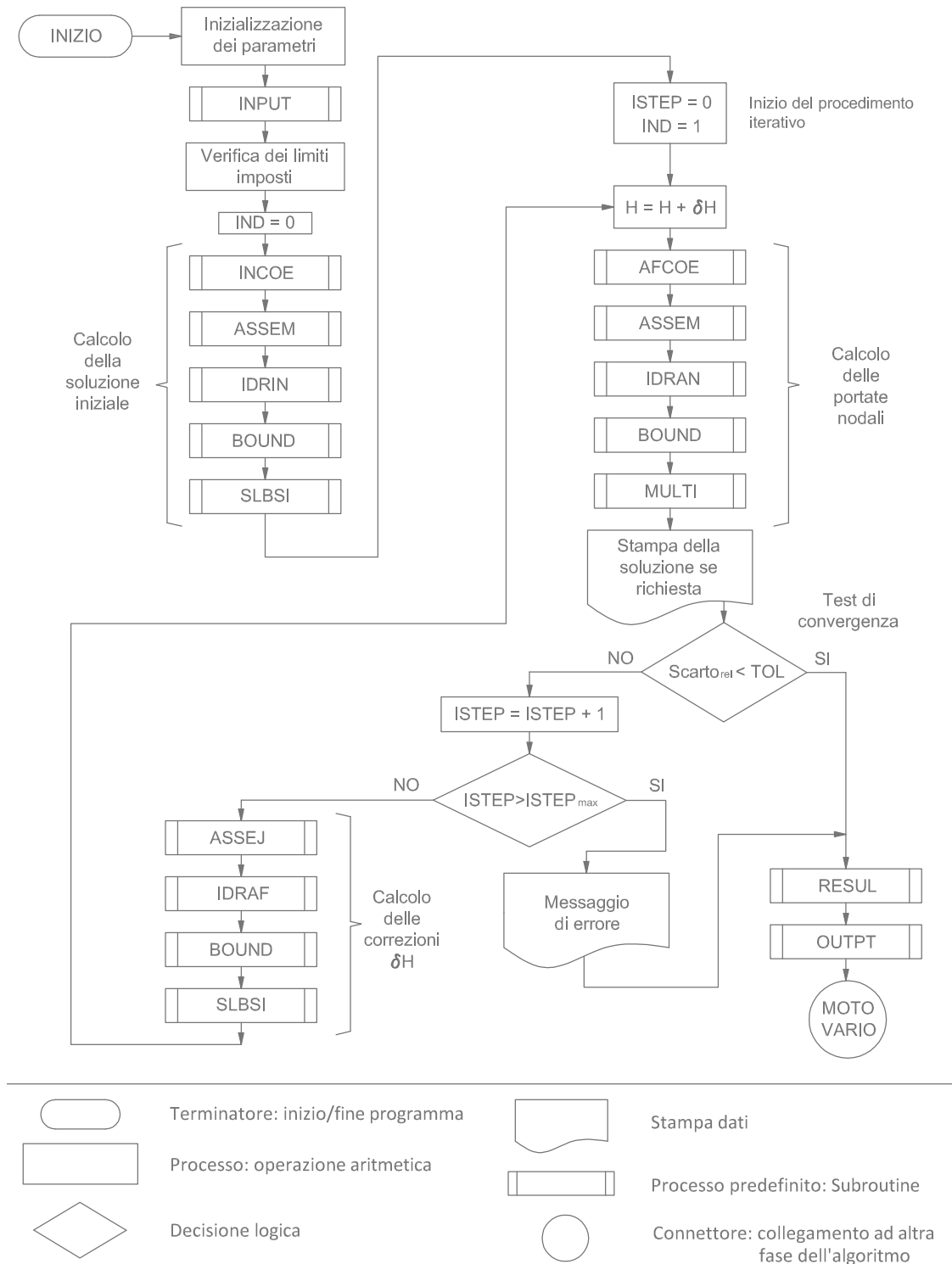


Figura 3.1: Diagramma di flusso relativo alla fase stazionaria del programma principale

altezze piezometriche. Dunque si devono definire dei carichi nodali, detti di “*primo tentativo*”, e poi valutare le correzioni da apportare ad ogni iterazione, fino a verificarne la convergenza. All’interno dell’analisi stazionaria, queste due diverse fasi sono state distinte attribuendo un diverso valore alla variabile IND: nullo per la prima e unitario per la seconda.

Procedendo con ordine quindi, il codice di calcolo utilizza i valori assunti per la velocità e le perdite di carico iniziali per valutare i coefficienti di ciascun elemento condotta e cominciare ad assemblare la matrice del sistema globale, mediante le subroutine INCOE ed ASSEM. Oltre a STIFF ed ELASS, che si occupano di fare quanto appena indicato, ASSEM richiama a sua volta altre sei subroutine al fine di definire e assemblare anche i coefficienti degli elementi speciali pompa, degli elementi speciali valvola e degli elementi speciali valvola di non ritorno: rispettivamente STIFP ed ELASN per i primi, VALP ed ELASS per i secondi e VNR ed ELASS per gli ultimi. Matrice e vettore dei termini noti vengono poi modificati con l’imposizione delle condizioni al contorno, di carico imposto e di nodo speciale idrante, per mezzo dei sottoprogrammi BOUND e IDRIN. Il sistema così ottenuto risulta lineare e di conseguenza facilmente risolvibile con il metodo d’eliminazione di Gauss, implementato da SLBSI.

Noti i carichi nodali di primo tentativo, prende avvio il processo iterativo, contraddistinto anche dall’indice d’iterazione $ISTEP \geq 0$. Con questa prima soluzione viene ricostruito il sistema globale, mediante le stesse subroutine precedentemente elencate, dal quale poi si ricavano le portate nodali, calcolate come il prodotto della matrice dei coefficienti per le stesse quote piezometriche da cui dipende; operazione che all’interno del codice è svolta da MULTI. L’unico sottoprogramma a non essere più utilizzato è INCOE, sostituito da AFCOE, per via delle diverse variabili a cui si fa riferimento in questa fase, la funzione di quest’ultimo però rimane la stessa.

Qualora lo scarto relativo tra le portate nodali così calcolate e quelle attese, definite dal vettore dei termini noti, risulti inferiore ad una prefissata tolleranza, la soluzione calcolata si ritiene accettabile e soddisfacente le equazioni di continuità, per cui il procedimento iterativo viene interrotto e si procede con il calcolo delle

portate d'elemento, per completare le condizioni iniziali e concludere l'analisi stazionaria.

Se si verifica il contrario invece, le equazioni di continuità non risultano soddisfatte perciò si deve proseguire con l'iterazione successiva ($ISTEP = ISTEP+1$), alla ricerca di una soluzione più precisa. Fino a quando non viene superato il massimo numero d'iterazioni consentito, situazione per la quale si assumono come buoni gli ultimi carichi nodali individuati, il codice di calcolo procede col definire il sistema globale, dal quale si ricavano le correzioni da apportare al vettore delle quote piezometriche nodali, con cui poi cominciare un nuovo ciclo del processo iterativo. La matrice dei coefficienti (poi modificata con l'imposizione delle condizioni al contorno di nodo idrante, con IDRAF, e carico imposto, con BOUND), in questo caso è assemblata dalla subroutine ASSEJ che a sua volta richiama STIFJ, ELASS, STIPJ, ELASP, VALPJ, ELASP, VNRJ ed ELASP per costruire ed inglobare rispettivamente le matrici jacobiane locali di ciascun elemento condotta, pompa, valvola e valvola di non ritorno. Come vettore dei termini noti invece, si utilizza lo scarto tra portate nodali imposte e calcolate, valutato all'iterazione precedente.

Il sistema globale

Secondo quanto previsto dal metodo del bilanciamento delle portate è necessario costruire e risolvere un sistema costituito dalle equazioni di continuità di ciascun nodo di una rete in esame ed avente come incognite le sole quote piezometriche nodali. Per ogni tronco i -esimo, speciale o meno, allora si esprime il contributo Q_i in funzione di queste ultime, con un'espressione del tipo:

$$Q_i = C_i(H_j - H_k) \quad (3.1)$$

in cui H_j e H_k rappresentano i valori della piezometrica ai nodi j e k , ad esso associati, mentre C_i è l'espressione attribuita al generico coefficiente che ne contraddistingue la relazione $Q = f(H)$. Secondo l'usuale notazione compatta

pertanto, tale sistema può essere scritto come:

$$\mathbf{KH} = \bar{\mathbf{Q}} \quad (3.2)$$

dove $\bar{\mathbf{Q}}$ è il vettore dei termini noti, contenente tutti gli eventuali apporti nodali esterni di portata, \mathbf{H} è il vettore delle incognite mentre \mathbf{K} è la matrice nella quale sono contenuti i coefficienti C di tutti i tronchi presenti nella rete, valutati in modo diverso a seconda della relazione utilizzata per descriverne il comportamento.

Il modello, per costruire il sistema, per mezzo degli appositi sottoprogrammi, definisce prima il vettore dei termini noti poi assembla la matrice globale dei coefficienti ed infine li modifica con l'imposizione delle condizioni al contorno.

Il vettore dei termini noti

Gli apporti nodali esterni di portata sono salvati in due vettori distinti: AL e Q. Il primo è utilizzato durante la fase di calcolo della soluzione iniziale mentre il secondo all'interno del processo iterativo. La loro costruzione avviene nella subroutine INPUT, attribuendo a ciascun nodo della rete il valore di portata imposto come condizione al contorno, una volta acquisito; valore che, nel rispetto delle convenzioni sui segni, deve essere assunto positivo per le portate entranti nel nodo, negativo per quelle uscenti. Alle componenti rappresentative di quei nodi per i quali non è prevista alcuna erogazione o immissione di portata invece, il modello attribuisce il valore nullo di default.

In questo modo, per un qualsiasi sistema aperto o per una qualsiasi condotta, all'interno di un sistema misto, non facente parte di alcuna maglia chiusa, è possibile riprodurre l'assenza di flusso senza dover necessariamente imporre un valore nullo di portata o una specifica quota piezometrica, in corrispondenza della sua estremità di valle.

Per la rete di distribuzione schematizzata in figura 4.2 ad esempio, il vettore dei termini noti risulta:

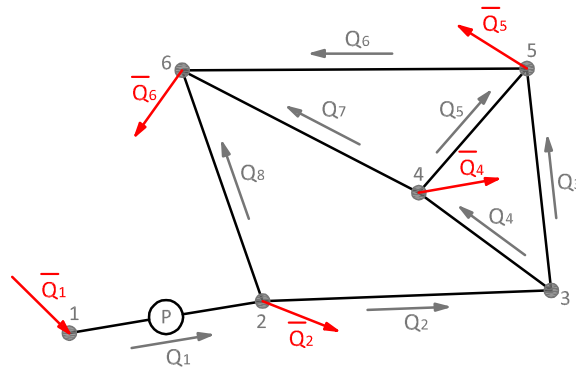


Figura 3.2: Schema della rete di distribuzione mista

$$\bar{Q}^T = \left\{ \bar{Q}_1 \quad -\bar{Q}_2 \quad 0 \quad -\bar{Q}_4 \quad -\bar{Q}_5 \quad -\bar{Q}_6 \right\} \quad (3.3)$$

Come si vedrà in seguito inoltre, prima di procedere con la risoluzione del sistema, tale vettore potrà essere ulteriormente modificato con l'eventuale imposizione delle condizioni al contorno di carico imposto.

La matrice globale dei coefficienti

Attraverso la matrice globale dei coefficienti si tiene conto dell'interazione reciproca dei vari elementi del sistema, ciascuno dei quali contribuisce positivamente o negativamente ai nodi a cui afferrisce, in relazione al verso della portata in esso fluente. Analogamente a quanto assunto nei programmi comunemente utilizzati nell'analisi delle reti in pressione, anche in questo modello, la portata che fluisce attraverso un qualsiasi tronco è assunta positiva se scorre dal nodo di indice minore a quello di indice maggiore, mentre le portate nodali sono assunte positive o negative a seconda che siano uscenti od entranti nel nodo.

Per il generico tronco i , univocamente individuato dalla coppia ordinata di nodi j e k , associati rispettivamente alla sua estremità di monte e di valle, con $j < k$, la portata Q_i viene calcolata in accordo con l'espressione (4.1) come:

$$Q_i = C_i(H_j - H_k) \quad (3.4)$$

nella quale H rappresenta il valore della quota piezometrica nodale e C_i quello del flusso che lo caratterizza in presenza di una differenza di carico unitaria. In base alle assunzioni fatte pertanto, ponendo $H_j - H_k = \Delta H_i$, il contributo del tronco alle confluenze j e k cui è connesso risulta rispettivamente pari a:

$$Q_{ij} = Q_i = C_i \Delta H_i \quad e \quad Q_{ik} = -Q_i = -C_i \Delta H_i \quad (3.5)$$

Questo significa che il suo comportamento può essere descritto per mezzo di un sistema di due equazioni in due incognite, scrivibile in forma matriciale come:

$$\begin{Bmatrix} Q_{ij} \\ Q_{ik} \end{Bmatrix} = C_i \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_j \\ H_k \end{Bmatrix} = \mathbf{C}\mathbf{H} = \mathbf{Q} \quad (3.6)$$

Dovendo tener conto contemporaneamente dei contributi nodali di tutti i tronchi presenti nel sistema allora, per ciascuno di essi, si deve prima costruire la relativa matrice locale \mathbf{C} e con questa poi aggiornare la matrice globale \mathbf{K} , preventivamente creata ponendo tutte i suoi elementi pari a zero.

All'interno del modello, queste operazioni sono svolte dalla subroutine ASSEM, che richiama a sua volta altri quattro sottoprogrammi per differenziare il calcolo del coefficiente C_i tra le diverse tipologie di tronchi analizzabili: condotte, pompe, valvole e valvole di non ritorno. Nel precedente capitolo, questi dispositivi sono stati presentati come condizioni al contorno per gli elementi condotta a cui sono connessi ma è necessario tenerne conto sin dalla fase di costruzione della matrice globale poichè, altrimenti, ne si dovrebbero modificare continuamente le dimensioni, con il conseguente aumento dell'onere computazionale.

Per le condotte, la cui subroutine di riferimento è STIFF, C_i rappresenta una funzione di resistenza dipendente dalle loro caratteristiche geometriche e di scabrezza e dalle perdite di carico, a cui si attribuisce l'usuale espressione K_i . Le dissipazioni energetiche continue dovute all'attrito sono valutate per mezzo

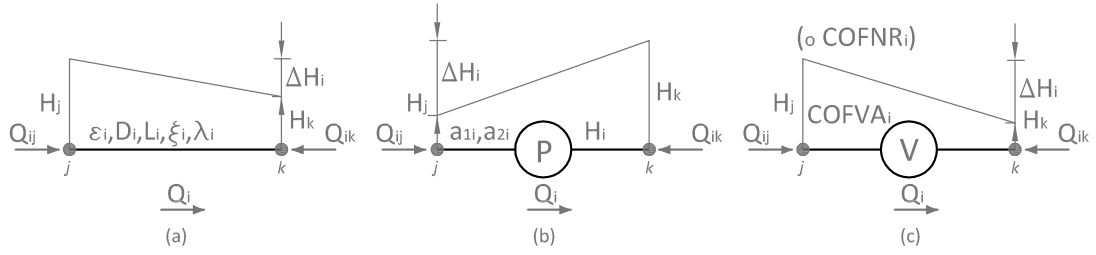


Figura 3.3: Schematizzazione di riferimento per i tronchi condotta(a), per tronchi speciali pompe(b) e per i tronchi speciali valvola e valvola di non ritorno(c).

dell'espressione di Darcy-Weisbach pertanto, considerando anche eventuali perdite dovute alla presenza di curve, riduzioni e organi di regolazione vari, K_i assume la forma:

$$K_i = 3.479 \sqrt{\frac{D_i^5}{\xi_i D_i + \lambda_i L_i} \frac{1}{|\Delta H_i|}} \quad (3.7)$$

dove D_i , L_i e ξ_i rappresentano il diametro, la lunghezza e il coefficiente di perdita localizzata associati all' i -esima condotta, forniti come dati di input ed indicati rispettivamente con le variabili DI, D e CPC. Al contrario, il numero di resistenza λ_i , indicato con XLA, è definito in INCOE o in AFCOE, a seconda che si stia valutando la soluzione di primo tentativo o che sia già stato avviato il procedimento iterativo.

Il funzionamento delle pompe, è descritto dalla relativa curva caratteristica che, in analogia a quanto presentato al paragrafo 3.5, in condizioni stazionarie assume la seguente espressione:

$$-\Delta H_i = H_s + a_1 Q_i + a_2 Q_i^2 \quad (3.8)$$

a_1, a_2 ed H_s , indicati con omologhe variabili all'interno del codice, sono i parametri che contraddistinguono l'andamento di questa relazione $H = f(Q)$ e pertanto devono essere forniti come dati di input. Esplicitando questa equazione di secondo grado ed assumendo come buona la sola soluzione con segno negativo, visto il

valore assunto da a_1 e a_2 , la portata Q_i in esse fluente risulta:

$$Q_i = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4a_2(H_s + \Delta H_i)}}{2a_2} \quad (3.9)$$

Per cui, dovendo esprimerla in una forma analoga a quella indicata dall'espressione (4.1), per poterla facilmente inserire nel sistema globale, per questa tipologia di tronchi il coefficiente C_i , definito M_i , è valutato come:

$$M_i = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4a_2(H_s + \Delta H_i)}}{2a_2\Delta H_i} \quad (3.10)$$

Il calcolo di M_i viene effettuato dalla subroutine STIFP che ha anche il compito di costruire la matrice locale del relativo elemento. Nel caso in cui le portate nodali dovessero risultare tutte nulle, il calcolo del coefficiente M_i , adottando per le incognite i valori di primo tentativo, produrrebbe delle soluzioni errate perchè si considererebbe un'immissione di portata senza alcuna erogazione. Per avviare la procedura di calcolo quindi, fintantoché $IND=0$, in luogo ad M_i viene utilizzato un coefficiente N_i tale per cui:

$$Q_i = -\frac{a_1}{2a_2} - \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(H_s + \Delta H_i)}}{2a_2} (H_j - H_k) = -\frac{a_1}{2a_2} + N(H_j - H_k) \quad (3.11)$$

e, di conseguenza, costruito anche un vettore locale ELN:

$$ELN = -\frac{a_1}{2a_2} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

con il quale vengono aggiornate le componenti del vettore dei termini noti associate ai nodi di estremità del tronco in esame.

Rispetto alla precedente versione, ora il modello è in grado di riprodurre correttamente anche il funzionamento di valvole e valvole di non ritorno. Il contributo delle prime è definito dalla subroutine VALP secondo la relazione:

$$Q_i = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \sqrt{H_j - H_k} \quad (3.13)$$

All'interno del codice di calcolo, il rapporto $Q_0/\sqrt{H_0}$, che caratterizza il comportamento del dispositivo in condizioni stazionarie, è rappresentato dal solo coefficiente $COFVA_i$ che deve essere fornito come dato di input. τ invece è il parametro associato al suo grado di apertura e, per le stesse condizioni, è assunto pari a 1. Per riuscire ad esprimere Q_i in funzione delle perdite $\Delta H_i = H_j - H_k$ pertanto, il coefficiente C_i , indicato con VA_i per questi elementi, è definito come:

$$VA_i = \frac{COFVA_i}{\sqrt{|H_j - H_k|}} \quad (3.14)$$

Il sottoprogramma adibito alla riproduzione dei tronchi valvola di non ritorno invece è VNR. Questo tipo di dispositivi viene inserito all'interno dei sistemi con lo scopo di impedire l'inversione del flusso in alcuni dei loro elementi, per cui dovrebbero presentare un coefficiente C_i pari ad R_i o nullo, in funzione del segno e dell'entità della portata in essi fluente. Durante la fase stazionaria però, le caratteristiche del campo di moto non cambiano, per cui R_i o viene calcolato in modo analogo a VA_i

$$R_i = \frac{COFNR_i}{\sqrt{|H_j - H_k|}} \quad (3.15)$$

sostituendo COFVA con COFNR, o viene posto direttamente pari a zero, a seconda che il dispositivo inizialmente sia assunto aperto o chiuso. Questo perché, a regime le valvole di non ritorno possono essere considerate come delle semplici valvole, con la differenza però che il segno della portata che le attraversa è correlato al verso in cui le stesse consentono il passaggio del fluido nel transitorio: positivo se dal nodo di monte al nodo di valle, negativo se al contrario. Questi dispositivi inoltre, sono gli unici a dover essere inseriti tra i dati di input della fase stazionaria anche nel caso in cui l'analisi cominci dalla condizione di quiete del sistema.

Per ciascuna tipologia di tronco, la dipendenza del proprio coefficiente dalle incognite stesse del problema, comporta la non linearità del sistema di equazioni per cui, per riuscire a risolverlo, come precedentemente anticipato, si è costretti a ricorrere al metodo iterativo che verrà presentato nelle successive sottosezioni.

Se si fa riferimento ad un generico nodo, per esempio il 4 della rete schematizzata in figura 4.2, nel quale confluiscono i tre tronchi condotta 4, 5 e 7, la continuità in tale nodo è definita dalla:

$$Q_{74} + Q_{54} + Q_{44} + \bar{Q}_4 = 0 \quad (3.16)$$

In base a quanto messo in evidenza finora, per le convenzioni assunte, i contributi dei tre elementi in esso afferenti risultano:

$$Q_{44} = -K_4(H_3 - H_4) \quad (3.17)$$

$$Q_{54} = +K_5(H_4 - H_5) \quad (3.18)$$

$$Q_{74} = +K_7(H_4 - H_6) \quad (3.19)$$

per cui sostituendo queste equazioni nell'eq. (4.16) si ottiene:

$$-K_4(H_3 - H_4) + K_5(H_4 - H_5) + K_7(H_4 - H_6) = -\bar{Q}_4 \quad (3.20)$$

Se si attribuisce alle piezometriche dei nodi non connessi al 4, per mezzo di un qualsiasi tronco, un coefficiente di valore nullo, l'equazione (4.20) può essere riscritta come:

$$(0)H_1 + (0)H_2 + -K_4H_3 + \\ -K_5H_4 + (K_5 + K_4 + K_7)H_4 + -K_5H_5 + -K_7H_6 = -\bar{Q}_4 \quad (3.21)$$

Per come si presentano le singole equazioni di continuità pertanto, la matrice

globale si potrebbe costruire semplicemente sommando il coefficiente K_i di ciascun tronco i -esimo, associato alla coppia ordinata di nodi (j,k) , agli elementi caratterizzati da indici di riga e di colonna (j,j) e (k,k) e sottraendolo, invece, agli elementi caratterizzati da indici di riga e di colonna (j,k) e (k,j) . Per la rete di figura 4.2 ad esempio, \mathbf{K} risulterebbe:

$$\begin{bmatrix} M_1 & -M_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -M_1 & K_2 + M_1 + K_8 & -K_2 & 0 & 0 & -K_8 \\ 0 & -K_2 & K_2 + K_3 + K_4 & -K_4 & -K_3 & 0 \\ 0 & 0 & -K_4 & K_7 + K_4 + K_5 & -K_5 & -K_7 \\ 0 & 0 & -K_3 & -K_5 & K_5 + K_6 + K_3 & -K_6 \\ 0 & -K_8 & 0 & -K_7 & -K_6 & K_8 + K_7 + K_6 \end{bmatrix}$$

ovvero quadrata, di lato pari al numero di nodi NN con il quale viene schematizzata la rete, simmetrica, diagonalmente dominante e semidefinita positiva.

Costruire la matrice globale secondo questo schema però, richiederebbe la memorizzazione della totalità dei suoi elementi, molti dei quali, in presenza di reti di notevoli dimensioni, risulterebbero nulli e di conseguenza poco utili ai fini del calcolo. In luogo dell'algoritmo appena presentato allora ne si utilizza uno più complesso che considera i soli termini contenuti nella banda, racchiudente tutti gli elementi non nulli, a cavallo della diagonale principale e in particolare, vista la simmetria, quelli compresi nella sola semibanda superiore. La matrice globale in questo modo è assemblata direttamente nella sua forma bandizzata TK. Non più quadrata ma rettangolare, con un numero di righe pari al numero dei nodi della rete e un numero di colonne pari all'ampiezza della semibanda MS, valutata in BAND come la massima differenza tra gli indici delle coppie ordinate di nodi di ciascun tronco ed incrementata di uno, per tener conto anche degli elementi della diagonale principale.

Con la bandizzazione, gli elementi contenuti nella semibanda superiore della

matrice quadrata sono riallineati verticalmente all'interno di TK e per le righe in cui è presente un numero di coefficienti inferiore ad MS vengono aggiunti i termini nulli necessari. Come messo in evidenza in figura 4.5, gli elementi che nella matrice quadrata sono disposti lungo la diagonale principale diventano quelli della prima colonna di TK, mentre gli extradiagonali in colonna vengono disposti secondo una linea inclinata. Per la rete di figura 4.2 quindi, la matrice globale effettivamente memorizzata è:

$$\mathbf{TK} = \begin{bmatrix} M_1 & -M_1 & 0 & 0 & 0 \\ K_2 + M_1 + K_8 & -K_2 & 0 & 0 & -K_8 \\ K_2 + K_3 + K_4 & -K_4 & -K_3 & 0 & 0 \\ K_7 + K_4 + K_5 & -K_5 & -K_7 & 0 & 0 \\ K_5 + K_6 + K_3 & -K_6 & 0 & 0 & 0 \\ K_8 + K_7 + K_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

Non essendo necessarie ad altre fasi dell'analisi, le matrici locali dei vari tronchi, così come i relativi coefficienti, una volta definite, vengono temporaneamente salvate nella matrice ausiliaria ELST e immediatamente utilizzate per aggiornare TK. L'aggiornamento avviene sempre in ASSEM ma per mezzo delle subroutine ELASS ed ELASP o, nel caso in cui debba essere modificato anche il vettore dei termini noti, come per i tronchi pompa, con ELASN.

Condizioni al contorno

Con l'imposizione delle condizioni al contorno di quota piezometrica assegnata e nodo speciale idrante, si attribuisce rispettivamente il valore ad una o più incognite del problema e un apporto addizionale di portata, al nodo in cui lo stesso dispositivo è inserito. Tali condizioni modificano l'espressione delle equazioni di continuità dei nodi ai quali sono riferite ma non il loro numero,

pertanto il loro inserimento avviene al termine della costruzione del sistema globale mediante subroutine apposite.

In accordo con quanto indicato nel precedente capitolo, la portata erogata da un'idrante può essere definita per mezzo delle espressioni della foronomia, in funzione del carico gravante nella sezione a cui è connesso. Dunque, identificando quest'ultima col generico nodo n , Q_n è determinabile attraverso la seguente relazione:

$$Q_n = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \sqrt{H_n} \quad (3.23)$$

ovvero, dovendo esprimerla in funzione della quota piezometrica H_n elevata alla prima potenza, come:

$$Q_n = I H_n \quad (3.24)$$

Questo significa che il comportamento di ciascun idrante è definibile per mezzo di un coefficiente I che, per analogia tra le eq.(4.24) e (4.23), risulta pari a:

$$I = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0} \sqrt{|H_n|}} \tau \quad (3.25)$$

dove il rapporto $Q_0/\sqrt{H_0}$ deve essere fornito come dato di input, in termini di coefficiente (COFFP nel modello), mentre τ , durante la fase stazionaria, è assunto direttamente uguale a uno.

Se si ipotizza che il nodo 3 della rete schematizzata in figura 4.2 sia un nodo speciale idrante, in riferimento a quanto riportato in figura 4.4, la relativa equazione di continuità diventa:

$$\begin{aligned} K_3(H_3 - H_5) + K_4(H_3 - H_4) - K_2(H_2 - H_3) + I H_3 = \\ = -K_2 H_2 + (K_2 + K_3 + K_4 + I) H_3 - K_4 H_4 - K_3 H_5 = 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

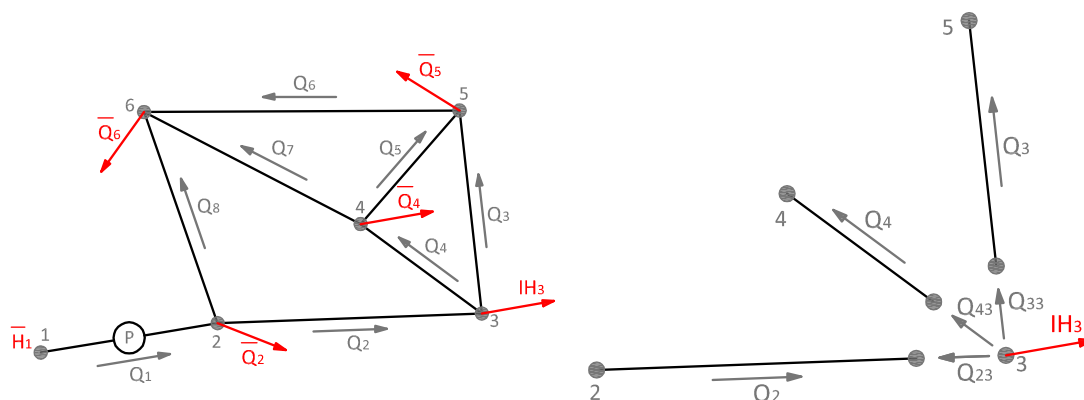


Figura 3.4: Imposizione delle condizioni al contorno di tipo “nodo idrante” e carico imposto nella rete schematizzata adottata come esempio.

Per imporre questo tipo di condizione al contorno, di conseguenza si deve sommare all’elemento diagonale della n -esima riga, o al primo elemento dell’ n -esima riga dato che si lavora con la forma bandizzata della matrice globale TK , il coefficiente I .

All’interno del modello, tale operazione è svolta dalle subroutine IDRIN o IDRAN, a seconda che debba ancora cominciare l’analisi non lineare o meno.

L’imposizione della condizione al contorno di carico imposto invece, viene eseguita dal sottoprogramma BOUND.

Se in uno dei nodi è nota la quota piezometrica, la relativa equazione di continuità non è più necessaria ai fini del calcolo della soluzione; noto diventa pure il suo contributo agli altri nodi della rete. Imponendo tale condizione quindi, al sistema globale dovrebbero essere apportate le seguenti modifiche:

1. ai termini noti di ciascuna equazione, ad esclusione di quella corrispondente al nodo n in cui la piezometrica è nota, sommare il contributo dell’ i -esimo tronco $K_i H_n$ con il segno cambiato;
2. annullare i termini extradiagonali dell’ n -esima riga e dell’ n -esima colonna della matrice globale \mathbf{K} ;
3. porre l’elemento diagonale dell’ n -esima riga pari a 1 e il corrispondente elemento dei termini noti pari a \bar{H}_n .

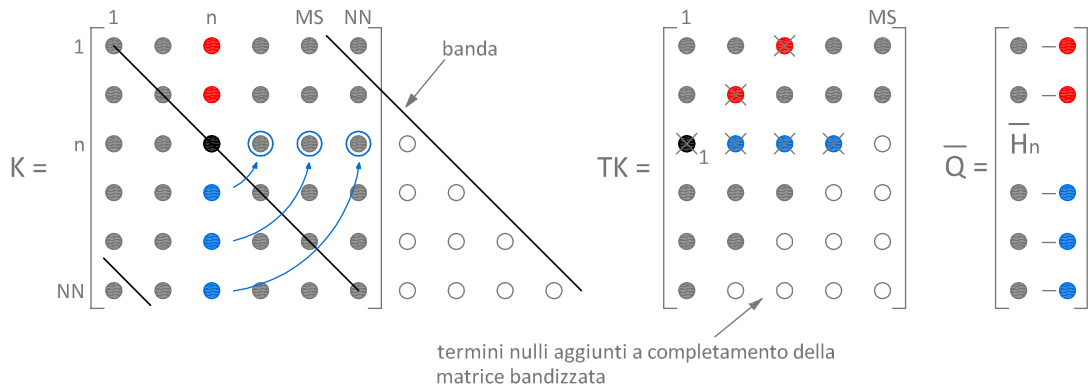


Figura 3.5: Operazioni svolte da BOUND.

Ricorrendo alla forma bandizzata della matrice però, la sola operazione ad essere eseguita, così come presentata, è la sostituzione dell' n -esimo elemento del vettore dei termini noti con \bar{H}_n . Tutte le altre invece, per riuscire ad ottenere lo stesso risultato, sono state opportunamente modificate.

In TK, il contributo del nodo n non è più definito dagli elementi extradiagonali dell' n -esima colonna ma da quelli appartenenti alla stessa riga, per i nodi di indice maggiore di n , e da quelli disposti lungo la linea inclinata, rappresentata in figura 4.5, per i nodi di indice minore di n . In riferimento alla stessa figura pertanto, ai termini noti delle equazioni, associate ai nodi da 1 ad $n-1$, vengono sottratti gli elementi della medesima riga, evidenziati in rosso. A quelli delle equazioni associate ai nodi da $n+1$ ad NN (numero di nodi presenti nella rete) invece, vista la simmetria della matrice, in ordine a partire dalla seconda colonna, vengono sottratti gli elementi dell' n -esima riga evidenziati in blu. Gli stessi contributi con cui viene modificato il vettore dei termini noti sono poi posti pari a zero, mentre il primo elemento dell' n -esima riga è posto pari a 1.

Se si considera l'idrante al nodo 3 e, anziché fissare la portata \bar{Q}_1 , al nodo 1 si impone un carico \bar{H}_1 allora, la matrice globale e il vettore dei termini noti, utilizzati nell'analisi della rete di figura 4.2, diventano:

$$\mathbf{TK} = \begin{bmatrix} \bar{H}_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_2 + M_1 + K_8 & -K_2 & 0 & 0 & -K_8 \\ K_2 + K_3 + K_4 + I & -K_4 & -K_3 & 0 & 0 \\ K_7 + K_4 + K_5 & -K_5 & -K_7 & 0 & 0 \\ K_5 + K_6 + K_3 & -K_6 & 0 & 0 & 0 \\ K_8 + K_7 + K_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{Q}} = \left\{ \begin{array}{l} H_1 \\ -\bar{Q}_2 + M_1 H_1 \\ 0 \\ -\bar{Q}_4 \\ -\bar{Q}_5 \\ -\bar{Q}_6 \end{array} \right\} \quad (3.27)$$

Affinchè lo schema iterativo riesca giungere a convergenza è importante fissare, diversa da zero, almeno una tra le condizioni al contorno di carico piezometrico imposto e portata nodale assegnata.

Metodo risolutivo e test di convergenza

A causa della non linearità delle equazioni di continuità, dovuta alla dipendenza dei coefficienti dalla soluzione stessa (infatti è $\mathbf{K} = \mathbf{K}(\mathbf{H})$), la risoluzione del sistema globale non può avvenire per mezzo di un metodo diretto, come quello d'eliminazione di Gauss, ma deve avvenire per mezzo di un metodo iterativo. Si deve cioè partire da una soluzione iniziale arbitraria e poi correggerla ad ogni passo di calcolo, fino ad ottenerne un valore dalla precisione desiderata. Il metodo utilizzato è quello di Newton-Raphson, che determina la correzione δx da apportare alla soluzione della generica funzione $f(x) = 0$ mediante uno sviluppo in serie di Taylor della stessa, arrestato al primo ordine, affinché risulti $f(x + \delta x) = 0$.

Se si considera il sistema globale $\mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H} = \bar{\mathbf{Q}}$ allora, indicato con $\Gamma(\mathbf{H})$ il vettore delle funzioni [Da Deppo et al., 2006, p. 114]:

$$\Gamma(\mathbf{H}) = \mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H} - \bar{\mathbf{Q}}$$

e con $\delta\mathbf{H}$ la variazione ottenuta alle piezometriche \mathbf{H} , lo sviluppo arrestato al

primo ordine attorno alla soluzione incognita \mathbf{H} fornisce

$$\Gamma(\mathbf{H}+\delta\mathbf{H}) = \Gamma(\mathbf{H}) + \frac{\partial}{\partial\mathbf{H}}(\mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H} - \bar{\mathbf{Q}}^k)\delta\mathbf{H} = \Gamma(\mathbf{H}) + \frac{\partial}{\partial\mathbf{H}}(\mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H})\delta\mathbf{H} \simeq 0$$

per cui il vettore correzione $\delta\mathbf{H}$ da apportare alla k -esima iterazione \mathbf{H}^k (gli apici indicano l'ordine d'iterazione) è ottenibile dalla risoluzione del nuovo sistema lineare:

$$\bar{\mathbf{K}}(\mathbf{H}^k)\delta\mathbf{H} = \bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k \quad (3.28)$$

$\bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k$ è il vettore degli scarti tra le portate nodali attese e quelle calcolate mentre $\bar{\mathbf{K}}$ è il già più volte citato jacobiano della matrice dei coefficienti con cui s'identifica il termine $\frac{\partial}{\partial\mathbf{H}}(\mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H})$, ottenibile considerando i contributi di ciascun elemento.

Prima che venga avviato il processo iterativo, il codice di calcolo costruisce le matrici locali di ciascun elemento sulla base di dati imposti di default o forniti come input, per cui il sistema globale risultante si presenta lineare e di conseguenza facilmente risolvibile con il metodo d'eliminazione di Gauss. Per i tronchi condotta, ad esempio, assume delle perdite di carico unitarie e una velocità arbitraria che indicativamente può essere posta pari a 0.5 [m/s]; per gli altri dispositivi invece, in corrispondenza di ciascun nodo, richiede l'inserimento di una quota piezometrica di primo tentativo. La soluzione iniziale \mathbf{H}^0 quindi non deve essere fornita dall'esterno ma viene calcolata direttamente dal modello.

\mathbf{H}^0 deve poi essere verificata, per cui viene utilizzata per ricostruire il sistema globale dal quale si ricavano il vettore dei termini noti $\bar{\mathbf{Q}}^0$ e quello delle portate nodali $\mathbf{K}(\mathbf{H}^0)\mathbf{H}^0$, richiesti dal test di convergenza. Se la norma euclidea degli scarti relativi tra questi due vettori risulta inferiore ad una prefissata tolleranza ϵ , ovvero se:

$$\frac{\|\bar{\mathbf{Q}}^0 - \mathbf{K}(\mathbf{H}^0)\mathbf{H}^0\|}{\|\bar{\mathbf{Q}}^0\|} \leq \epsilon \quad (3.29)$$

significa che la soluzione soddisfa le equazioni di continuità, per cui le quote piezometriche e i flussi ad esse associati possono essere assunti come condizioni iniziali per la fase non stazionaria.

In caso contrario, il modello avvia il processo iterativo vero e proprio, passa all'iterazione successiva e comincia ad assemblare il sistema (4.28) per riuscire a definire una prima correzione. Il vettore dei termini noti è fornito direttamente dal passo di calcolo precedente dunque resta da determinare il solo jacobiano della matrice dei coefficienti, considerando il contributo di ciascun elemento.

Se il codice di calcolo fosse stato sviluppato per trattare reti costituite da soli elementi condotta, idranti o valvole, comprese quelle di non ritorno, questa operazione risulterebbe molto rapida e semplice. Infatti:

- per le condotte

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{K}(\mathbf{H})\mathbf{H}) &= \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(3.479 \sqrt{\frac{\mathbf{D}^5 |\Delta \mathbf{H}|}{f\mathbf{L} + k\mathbf{D}}} \right) \\ &= \frac{3.479}{2} \sqrt{\frac{\mathbf{D}^5}{(f\mathbf{L} + k\mathbf{D}) |\Delta \mathbf{H}|}} = 0.5 \mathbf{K}(\mathbf{H}) \end{aligned} \quad (3.30)$$

- per gli idranti

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{I}(\mathbf{H})\mathbf{H}) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFFP}}{\sqrt{|\mathbf{H}|}} \mathbf{H} \right) = \frac{\mathbf{COFFP}}{2\sqrt{|\mathbf{H}|}} = 0.5 \mathbf{I}(\mathbf{H}) \quad (3.31)$$

- per le saracinesche

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{VA}(\mathbf{H})\mathbf{H}) &= \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFVA}}{\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \Delta \mathbf{H} \right) = \frac{\mathbf{COFVA}}{2\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \\ &= 0.5 \mathbf{VA}(\mathbf{H}) \end{aligned} \quad (3.32)$$

- per le valvole di non ritorno

$$\frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{R}(\mathbf{H})\mathbf{H}) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFNR}}{\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \Delta \mathbf{H} \right) = \frac{\mathbf{COFNR}}{2\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} = 0.5 \mathbf{R}(\mathbf{H}) \quad (3.33)$$

per cui sarebbe sufficiente moltiplicare per 0.5 la matrice globale dei coefficienti o, ancora meglio, moltiplicare per due il vettore dei termini noti. In realtà, dovendo lavorare anche con elementi pompa, per i quali

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (M(\mathbf{H})\mathbf{H}) &= \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{a}_1 + \sqrt{(\mathbf{a}_1)^2 - 4\mathbf{a}_2(\mathbf{H}_s - \Delta\mathbf{H})}}{2\mathbf{a}_2} \right) \\ &= \frac{\sqrt{(\mathbf{a}_1)^2 - 4\mathbf{a}_2(\mathbf{H}_s - \Delta\mathbf{H})}}{(\mathbf{a}_1)^2 - 4\mathbf{a}_2(\mathbf{H}_s - \Delta\mathbf{H})} \end{aligned} \quad (3.34)$$

questo modo di procedere si rivelerebbe errato, pertanto si è costretti a ricorrere ad una sequenza di operazioni ben più laboriosa. Per ciascun tronco, il modello calcola lo jacobiano della matrice locale e lo assembla in quella globale, analogamente a quanto fa per costruire il sistema iniziale, solo che in questo caso ricorre alla subroutine ASSEJ. Una volta ottenuta $\delta\mathbf{H}$ si aggiornano le quote piezometriche:

$$\mathbf{H}^1 = \mathbf{H}^0 + \delta\mathbf{H}^1 \quad (3.35)$$

e si ripete la procedura fintantoché non risulti soddisfatta la condizione:

$$\|\bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k\| \leq \epsilon \|\bar{\mathbf{Q}}^k\| \quad (3.36)$$

Inizialmente il codice di calcolo arrestava il processo iterativo nel momento in cui, in ciascun nodo, lo scarto assoluto tra le portate nodali attese e quelle calcolate risultava inferiore ad una prefissata tolleranza TOL, ovvero se

$$|\bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k| \leq TOL \quad (3.37)$$

Lavorare in termini di errori assoluti però, può essere molto controproducente perchè, se la tolleranza non dovesse essere opportunamente commisurata alle portate in gioco, il procedimento iterativo potrebbe venire interrotto troppo presto o non convergere mai, col rischio di produrre soluzioni poco accurate.

Affinché non si verificano problemi di questo tipo allora, la relazione (4.37) è stata modificata nella (4.36), così da mettere a confronto gli errori relativi e non più quelli assoluti. Inoltre, non vengono più valutati gli scarti tra le portate nodali di ciascun nodo ma la norma euclidea del vettore degli scarti perché altrimenti, in presenza di componenti nulle del vettore dei termini noti, non si giungerebbe mai a convergenza.

3.2.2 Analisi del transitorio

Come si denota dal diagramma di flusso rappresentato in figura 4.6, l'analisi del transitorio non differisce molto da quella di moto permanente, descritta nella precedente sezione. Anche nei problemi di moto vario infatti, a causa della dipendenza della matrice dei coefficienti dalla soluzione stessa, per poter risolvere il sistema costituito dalle equazioni di continuità di ciascun nodo della rete, si deve valutare una soluzione iniziale e poi avviare un procedimento iterativo, volto alla sua validazione o eventuale correzione. A differenza di quanto avviene per la fase stazionaria però, questa sequenza di operazioni si ripete ad ogni passo temporale di calcolo, fino al raggiungimento della durata prevista per la simulazione, mentre le quote piezometriche di primo tentativo non sono determinate sulla base di valori arbitrari di velocità e perdite di carico ma in funzione del valore che le stesse presentano all'istante temporale precedente.

Dovendo lavorare con le equazioni di compatibilità inoltre, in ogni punto interno del dominio, alla costruzione del sistema precede la valutazione delle portate, delle quote piezometriche e del numero di resistenza, necessario al calcolo del coefficiente R .

Una volta definite le condizioni di regime su cui si innesta la soluzione di moto vario, il modello suddivide ciascun elemento del dominio di calcolo in un numero intero di intervalli N_i , compatibilmente col passo temporale assunto e nel rispetto dei vincoli imposti alla discretizzazione, attribuisce a ciascuna sezione interna le condizioni iniziali, in relazione ai valori stabiliti per i nodi d'estremità, e valuta le portate limite da cui dipende la chiusura delle valvole di non ritorno. La

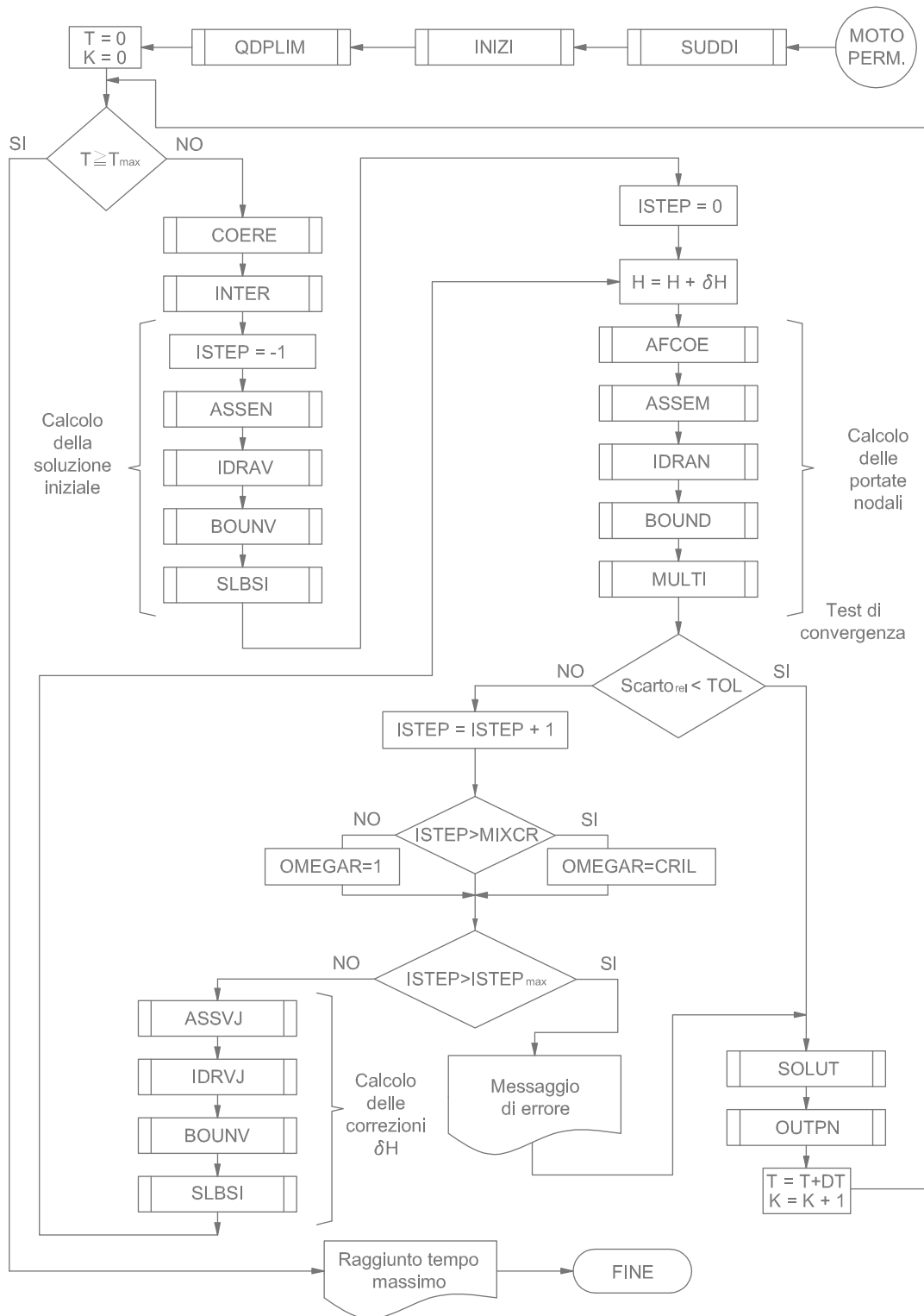


Figura 3.6: Diagramma di flusso relativo alla fase non stazionaria del programma principale

suddivisione del dominio avviene per mezzo della subroutine SUDDI, alla quale spetta anche il compito di definire altri parametri utili all'analisi come il coefficiente d'interpolazione ζ_i , B_i o la stessa celerità, se corretta. Il completamento delle condizioni iniziali e il calcolo delle portate limite associate ai dispositivi di ritegno invece, è rispettivamente ad opera dei sottoprogrammi INIZI e QDPLIM.

Note le portate nodali dell'istante precedente, vengono quindi definiti i valori di R associati a ciascun nodo interno ed estremo, con COERE, e le caratteristiche del campo di moto in ciascun punto interno del dominio, con INTER. Disponendo così di tutte le grandezze che compaiono all'interno delle equazioni di compatibilità, il codice di calcolo comincia a costruire il sistema globale, a partire dalla matrice dei coefficienti, per mezzo della subroutine ASSEN.

Analogamente a quanto fa ASSEM per la fase stazionaria, ASSEN costruisce e ed ingloba le matrici locali degli elementi condotta, pompa, valvola, e valvola di non ritorno attraverso altre sei subroutines, che ne riproducono il comportamento. In questo caso però, dovendo tener conto delle variazioni delle relative condizioni operanti, causa stessa di transitorio, cambiano i sottoprogrammi che diventano rispettivamente: STIFN ed ELASN per i primi, STIFV ed ELASP per i secondi, VALV ed ELASP per i terzi e VNRV ed ELASP per gli ultimi. È sempre in ASSEN inoltre che inizia ad essere costruito anche il vettore dei termini noti, posto di default nullo e successivamente modificato da STIFN con le grandezze, costanti e relative all'istante precedente, che compaiono all'interno delle equazioni di compatibilità.

Il completamento del sistema avviene con l'imposizione delle condizioni al contorno di carico imposto e di nodo speciale idrante, con BOUNV e IDRAV; sistema che, dipendendo dalle caratteristiche che il moto presenta nell'istante precedente, risulta lineare e quindi facilmente risolvibile con il metodo d'eliminazione di Gauss, mediante la solita subroutine SBLSI.

Le quote piezometriche nodali che si ottengono, associate ad un indice $ISTEP = -1$, sono dette di primo tentativo e come tali devono essere verificate. È a questo punto che prende avvio il processo iterativo, fase contraddistinta dall'indice $ISTEP \geq 0$. Con la soluzione appena ottenuta, il codice ricostruisce

il sistema globale, in modo del tutto analogo a quello poc'anzi descritto, al fine di determinare le portate nodali da confrontare con il vettore dei termini noti; portate che sono valutate per mezzo della solita subroutine MULTI, come il prodotto della matrice globale per le soluzioni stesse.

Come per l'analisi stazionaria, se lo scarto relativo tra le portate nodali attese e quelle calcolate risulta inferiore ad una prefissata tolleranza, significa che le quote piezometriche soddisfano le equazioni di continuità, con un'approssimazione accettabile. Il processo iterativo di conseguenza viene interrotto e, mediante SOLUT, viene valutato il contributo di ciascun tronco ai nodi estremi cui è connesso, le relative quote piezometriche e le portate nodali alle confluenze RENOD, utili al completamento del vettore dei termini noti in IDRAV.

I risultati convalidati sono poi stampati con OUTPN e sovrascritti alle matrici contenenti i valori delle quote piezometriche e delle portate dell'istante precedente, per poter essere utilizzate nella successiva analisi del passo di calcolo seguente.

Se, al contrario, lo scarto tra portate nodali calcolate e attese risulta superiore alla tolleranza prefissata, la soluzione non è accettabile, per cui il codice di calcolo passa all'iterazione successiva, per determinare la correzione δH da apportare ad H , affinché risulti più accurata. Prima di procedere con il calcolo dello Jacobiano però, il modello confronta l'iterazione raggiunta con il massimo numero di iterazioni concesse prima di ricorrere o meno ad un coefficiente di rilassamento (imposto come dato di input), per decidere intervenire sulla velocità di convergenza dello schema iterativo. Le subroutines utilizzate per costruire lo Jacobiano in questo caso sono: STINJ, STIVJ, VALVJ, VNRJV ed ELASP, mentre quelle utilizzate per modificarlo con l'imposizione delle condizioni al contorno sono IDRVJ, per i nodi idrante, e la solita BOUNV, per i nodi a carico imposto.

Con la soluzione corretta poi si ripete il ciclo iterativo fino a quando non ne viene verificata la convergenza, all'interno dello stesso istante temporale.

Il sistema globale

Secondo quanto previsto dal metodo delle caratteristiche, in corrispondenza di una confluenza, le quote piezometriche delle sezioni terminali dei tronchi afferenti, così come la redistribuzione dei flussi all'interno degli stessi, è definibile attraverso l'equazione di continuità, tenendo conto di eventuali dispositivi presenti al nodo e delle relazioni imposte dalle equazioni di compatibilità. In presenza di una rete di condotte in pressione quindi, il completamento dell'analisi dei fenomeni transitori necessita della risoluzione del sistema costituito dalle equazioni di continuità di tutti i nodi di confluenza presenti.

In sostanza, una volta definite le caratteristiche del campo di moto in tutte le sezioni interne dei vari elementi, per risolvere i problemi di moto vario il modo di procedere è analogo a quello precedentemente descritto per la fase stazionaria, con la differenza che, in questa, H e V devono essere valutate ad ogni passo temporale di calcolo.

Il contributo nodale dell' i -esimo dispositivo, mantenendo le stesse convenzioni sui segni delle portate, è sempre definito in funzione dei carichi piezometrici vigenti ai suoi nodi d'estremità, j (di monte) e k (di valle) come:

$$\begin{Bmatrix} Q_{ij} \\ Q_{ik} \end{Bmatrix} = C_i \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_j \\ H_k \end{Bmatrix} = \mathbf{C} \mathbf{H} = \mathbf{Q} \quad (3.38)$$

però cambia l'espressione utilizzata per valutare il coefficiente C_i , dovendo tener conto di un'eventuale variazione della sua modalità di funzionamento. Anche il comportamento dei tronchi condotta, sebbene ora sia descritto dalle equazioni di compatibilità, è definito con un'espressione analoga alla (4.38) pertanto, il sistema risolutivo globale si presenta ancora come:

$$\mathbf{K} \mathbf{H} = \bar{\mathbf{Q}} \quad (3.39)$$

con una matrice globale ovviamente di dimensioni identiche a quelle che contraddistinguono la matrice della fase stazionaria e bandizzata, per le ragioni già esposte nella precedente sezione.

Suddivisione del dominio di calcolo e completamento delle condizioni iniziali

La risoluzione dei problemi di moto vario con il metodo delle caratteristiche richiede la suddivisione di ciascun tronco condotta, compatibilmente con i vincoli imposti alla discretizzazione per garantire l'affidabilità delle analisi, e la definizione delle condizioni iniziali in corrispondenza di ogni sua sezione interna. All'interno del codice di calcolo, queste operazioni sono svolte rispettivamente dai sottoprogrammi SUDDI e INIZI.

La discretizzazione degli elementi condotta avviene secondo la procedura descritta nel paragrafo 3.3.1. L'ampiezza degli intervalli spaziali di calcolo Δx è assunta in modo tale da garantire il soddisfacimento della condizione di stabilità di Courant:

$$\Delta t(a) \leq \Delta x \quad (3.40)$$

ricorrendo alla tecnica dell'interpolazione fintantoché il coefficiente ζ non risulti inferiore a 0.98; valore al di sotto del quale si preferisce optare per la correzione della celerità. Con il primo sottoprogramma, di conseguenza, viene stabilito il numero dei nodi NNS (intermedi ed estremi) in cui verrà esaminato il campo di moto in ciascuna condotta. La stessa subroutine è utilizzata per definire anche il valore di altri due parametri utili all'analisi, B e il coefficiente d'interpolazione ζ , che compaiono nelle equazioni di compatibilità.

In base ai risultati dei test che verranno illustrati in seguito inoltre, per evitare che l'analisi risulti instabile e s'interrompi per problemi di natura numerica a causa degli errori dovuti all'approssimazione del termine dissipativo, SUDDI è stata modificata, in modo tale da porre un ulteriore controllo sulla discretizzazione. Ora se si dovesse verificare un $\Delta x > (0.30ADa)/fQ$, la simulazione verrebbe interrotta, segnalando con un messaggio d'errore l'eccessiva ampiezza dell'intervallo temporale di calcolo adottato.

Terminata la suddivisione, per il completamento delle condizioni iniziali, il

controllo passa ad INIZI. Questa subroutine attribuisce ad ogni J-esimo nodo interno ed estremo, dell'elemento I , un valore di quota piezometrica e di portata, sulla base della soluzione di moto permanente. INIZI costruisce cioè le matrici $HH(I,J)$ e $QQ(I,J)$, con I che va da 1 a NE e J da 1 a $NNS(I)$, nelle quali poi, dal secondo passo temporale di calcolo, verranno salvati i valori dei carichi e delle portate nodali relativi all'istante precedente.

In condizioni stazionarie, la portata fluente nell' I -esima condotta $ELRE(I)$ risulta costante per tutta la sua lunghezza pertanto, per $T=0$, in ciascuno degli $NNS(I)$ nodi s'impone:

$$QQ(I, J) = ELRE(I) \quad (3.41)$$

Nel verso del moto invece, le quote piezometriche subiscono una riduzione lineare per cui il valore attribuito a quelle degli $NNS(I)-2$ nodi interni si definisce con una semplice proporzione, sulla base dei valori che le stesse presentano in corrispondenza dei nodi d'estremità.

Sebbene questi ultimi, fisicamente, coincidano con il nodo di monte $N1$ e di valle $N2$ dell'elemento, dato che nel modello le eventuali perdite di carico localizzate, dovute ad esempio alla presenza di curve o strozzature interne alla condotta I -esima, si considerano concentrate nel suo nodo di monte, le relative quote piezometriche sono definite come:

$$HH(I, 1) = H(N1) - \frac{CPC(I)}{2g AR(I)^2} ELRE(I) \left| ELRE(I) \right| \quad (3.42)$$

$$HH(I, NNS(I)) = H(N2) \quad (3.43)$$

dove $AR(I)$ e $CPC(I)$ sono rispettivamente la sezione e il coefficiente di perdita localizzata assegnato all' I -esimo elemento. Se quest'ultimo viene suddiviso in un numero d'intervalli $NNM(I)$, di conseguenza:

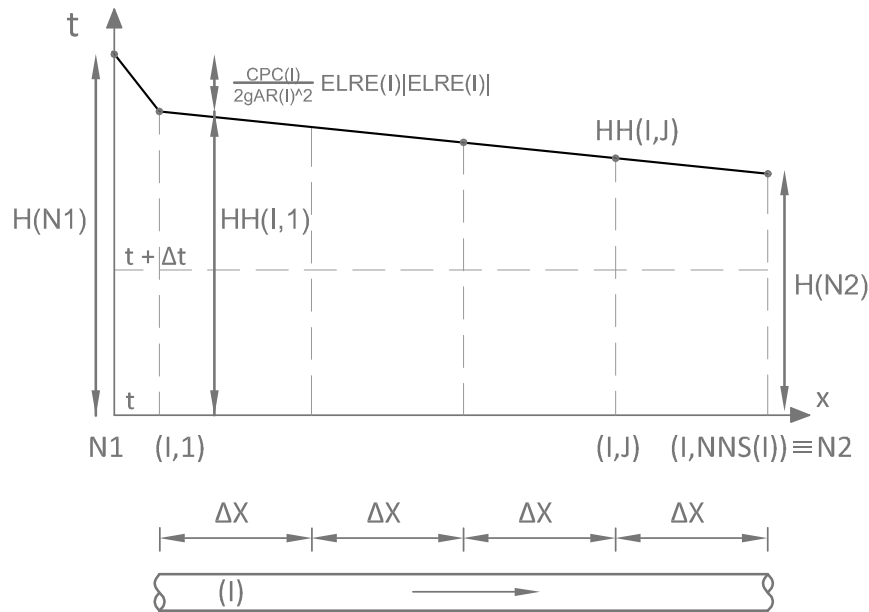


Figura 3.7: Variazione della quota piezometrica lungo il generico tronco condotta, in condizioni di regime.

$$HH(I, J) = HH(I, 1) - \frac{[HH(I, 1) - HH(I, NNS(I))]}{NNM(I)} (J - 1) \quad (3.44)$$

La definizione delle condizioni iniziali si conclude con la costruzione delle matrici contenenti le quote piezometriche e le portate in corrispondenza dei nodi estremi degli eventuali tronchi speciali pompa, valvola e valvola di non ritorno presenti nella rete; matrici che sono indicate rispettivamente con HG(I,J) e QG(I,J), per le prime, HVA(I,J) e QVA(I,J), per le seconde, e con HNR(I,J) e QNR(I,J) per le ultime.

Costituendo delle condizioni al contorno per gli elementi condotta, per questi dispositivi non è prevista alcuna discretizzazione quindi, così come avviene per le portate, il valore attribuito alle quote piezometriche nei loro soli due nodi, è quello stabilito con l'analisi stazionaria. Al termine di questa, le portate dell'I-esimo tronco speciale pompa, valvola o valvola di non ritorno sono salvate, nell'ordine,

in $ELRP(I)$, $ELRVA(I)$ o $ELRNR(I)$ per cui:

$$QG(I, 1) = QG(I, 2) = ELRP(I) \quad (3.45)$$

$$QVA(I, 1) = QVA(I, 2) = ELRVA(I) \quad (3.46)$$

$$QNR(I, 1) = QNR(I, 2) = ELRNR(I) \quad (3.47)$$

Le quote piezometriche invece, sono definite come:

$$HG(I, 1) = HVA(I, 1) = HNR(I, 1) = H(N1) \quad (3.48)$$

$$HG(I, 2) = HVA(I, 2) = HNR(I, 2) = H(N2) \quad (3.49)$$

Ovviamente l'uguaglianza tra le matrici associate ai diversi dispositivi è puramente simbolica, dato che gli indici dei nodi N1 e N2 ad essi associati sono individuabili per mezzo di diversi vettori: KONP per le pompe, KONVA per le valvole e KONNR per le valvole di non ritorno.

La matrice globale dei coefficienti

La costruzione della matrice globale dei coefficienti, in forma bandizzata, avviene con la stessa sequenza di operazioni presentata in precedenza per la fase stazionaria: prima viene creata TK, attribuendo a ciascuno dei suoi elementi valore nullo, e poi viene aggiornata con i contributi nodali di tutti i tronchi, speciali e non, di cui è composta la rete; contributi sempre definiti per mezzo di subroutine distinte per tipologia di tronco, conformemente a quanto indicato dall'espressione (4.38). Nel transitorio però, poiché il comportamento degli elementi potrebbe variare in seguito all'esecuzione di una o più manovre, cambiano le espressioni utilizzate per definire i coefficienti C_i e, di conseguenza, i sottoprogrammi utilizzati per assemblare TK, a partire da quello che gestisce l'intera fase di assemblaggio, ASSEM, sostituito da ASSEN, dovendo ora essere contemporaneamente costruito anche il vettore dei termini noti TNN.

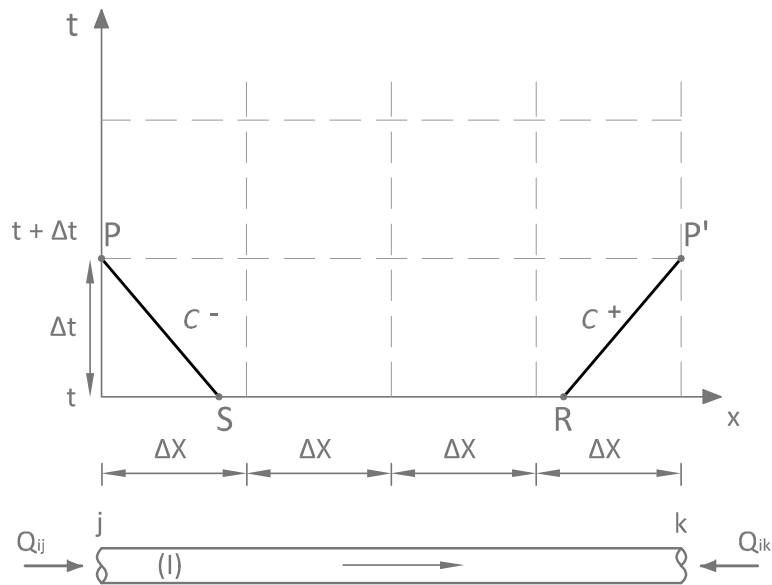


Figura 3.8: Linee caratteristiche passanti per i nodi estremi della condotta I all'istante $t + \Delta t$

Per le condotte, con il metodo delle caratteristiche, il legame tra quote piezometriche e portata non è più rappresentato dall'equazione del moto bensì dalle equazioni di compatibilità, valide lungo le due sole linee caratteristiche passanti per i loro nodi di estremità: C^+ per il nodo di valle, C^- per quello di monte. Ad ogni passo di calcolo pertanto, i contributi nodali di questa tipologia di tronchi dipendono sia dai carichi vigenti alle rispettive sezioni terminali che dai valori assunti dalle incognite in corrispondenza del punto per cui passano le linee caratteristiche nell'istante precedente.

Se si indicano con R ed S rispettivamente i punti per cui passano la caratteristica positiva C^+ e la negativa C^- nell'istante t , ad esempio, secondo quanto illustrato nel paragrafo 3.2, per una generica condotta I, individuata dalla coppia ordinata di nodi (j, k) , come quella rappresentata in figura 4.8:

$$C^- : \quad H_P = H_S + B_i(Q_P - Q_S) + \zeta R Q_S |Q_S| \quad (3.50)$$

$$C^+ : \quad H_{P'} = H_R - B_i(Q_{P'} - Q_R) - \zeta R Q_R |Q_R| \quad (3.51)$$

Di conseguenza, nell'istante $t + \Delta t$ le portate ai nodi estremi si definiscono come:

$$Q_P = \frac{1}{B_i} H_P + Q_S - \frac{1}{B} (H_S + R\zeta Q_S | Q_S|) \quad \text{al nodo di monte} \quad (3.52)$$

$$Q_{P'} = -\frac{1}{B_i} H_{P'} + Q_R + \frac{1}{B_i} (H_R - R\zeta Q_R | Q_R|) \quad \text{al nodo di valle} \quad (3.53)$$

per cui, poiché Q_P e $Q_{P'}$ sono assunte positive se dirette dal nodo di monte al nodo di valle, i contributi di ogni elemento i , ai rispettivi nodi j e K , si esprimono come:

$$Q_{ij} = Q_P = \frac{1}{B_i} H_j + (0) H_k + Q_S - \frac{1}{B_i} (H_S + R\zeta Q_S | Q_S|) \quad (3.54)$$

$$Q_{ik} = -Q_{P'} = (0) H_j + \frac{1}{B_i} H_k - Q_R - \frac{1}{B_i} (H_R - R\zeta Q_R | Q_R|) \quad (3.55)$$

o, in forma matriciale, come:

$$\begin{Bmatrix} Q_{ij} \\ Q_{ik} \end{Bmatrix} = \frac{1}{B_i} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} H_j \\ H_k \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_S - \frac{1}{B_i} (H_S + R\zeta Q_S | Q_S|) \\ -Q_R - \frac{1}{B_i} (H_R - R\zeta Q_R | Q_R|) \end{Bmatrix} \quad (3.56)$$

ovvero:

$$\mathbf{Q} = \mathbf{KH} + \mathbf{D} \quad (3.57)$$

Nell'analisi del transitorio quindi, oltre che dalla solita matrice locale \mathbf{K} , funzione delle sole caratteristiche idrauliche e geometriche dell'elemento in esame, il comportamento delle condotte è descritto anche da un vettore locale \mathbf{D} . Come si evince dall'espressione (4.56), tale vettore dipende dalle caratteristiche che il campo di moto presenta nell'istante precedente e grandezze da costanti legate

alla natura e alla geometria degli elementi per cui, essendo costituito da sole componenti note, è direttamente aggregato al vettore dei termini noti TNN. All'interno del codice, la sua costruzione, così come quella della matrice K , avviene con STIFN.

Per i dispositivi invece, dato che la non stazionarietà del moto potrebbe essere indotta dall'alterazione delle loro condizioni operanti, a variare non è il legame tra quote piezometriche e portata che li contraddistingue ma l'espressione di alcuni parametri in esso contenuti.

Il funzionamento delle pompe continua ad essere descritto dalla relativa curva caratteristica però modificata per mezzo di un coefficiente α , per tener conto della progressiva variazione di velocità della sua girante, durante le eventuali fasi di avviamento e spegnimento. Ciascun tronco pompa I -esimo, connesso al nodo di monte j e di valle k , pertanto è associato ad una relazione del tipo:

$$H_k - H_j = -\Delta H_i = \alpha^2 H_S + a_1 \alpha Q_i + a_2 Q_i^2 \quad (3.58)$$

dove a_1 , a_2 e H_S sono gli stessi coefficienti utilizzati per contraddistinguerne il comportamento anche durante la condizione di regime. Poiché il dispositivo potrebbe non essere inserito tra i dati di input della fase stazionaria¹, tali coefficienti devono essere nuovamente forniti dall'utente; in questo caso però, non sono più salvati nei vettori AUNO, ADUE e HESSE ma in AUNOV, ADUEV ed HESSEV.

α invece, è calcolato direttamente dalla subroutine con cui si riproduce il funzionamento dei pressostati, PRESS, e può assumere valori compresi tra zero e uno, rappresentativi rispettivamente dello stato di arresto e di regime della pompa. Durante l'esecuzione di una manovra di durata T_M , TEMAV o TEMAR nel modello, a seconda che si tratti di un avviamento o di uno spegnimento, il numero di giri della pompa si considera variabile linearmente nel tempo, per cui α è valutato come:

¹Ivi p. 135

$$\alpha = \frac{t}{T_M} \quad (3.59)$$

se la manovra è di accensione, oppure come:

$$\alpha = 1 - \frac{t}{T_M} \quad (3.60)$$

se la manovra è di spegnimento.

La presenza del coefficiente α modifica anche l'espressione della portata Q_i che, analogamente a quanto visto per la fase stazionaria, risulta:

$$Q_i = \frac{-\alpha a_1 - \sqrt{(\alpha a_1)^2 - 4a_2(\alpha^2 H_s + \Delta H_i)}}{2a_2} \quad (3.61)$$

Di conseguenza, dovendo esprimerla in funzione dei carichi ai nodi j e k , il coefficiente M_i diventa:

$$M_i = \frac{-\alpha a_1 - \sqrt{(\alpha a_1)^2 - 4a_2(\alpha H_s + \Delta H_i)}}{2a_2 \Delta H_i} \quad (3.62)$$

Quindi dipende ancora dalle incognite del problema ma, dato che nel transitorio il procedimento risolutivo non è più avviato assumendo una prevalenza di primo tentativo (HTEN), per la quale si potrebbero verificare dei problemi di convergenza se non vi fosse alcuna erogazione di portata dalla rete, M_i è utilizzato sia nella determinazione della soluzione iniziale, che nel processo iterativo vero e proprio. Inoltre, ammettendo l'esecuzione di più manovre, M_i può variare ripetutamente nel corso di una stessa simulazione.

I contributi delle valvole e delle valvole di non ritorno, definiti rispettivamente in VALV e VNRV, invece variano per effetto di una modifica del loro grado di apertura.

Il coefficiente utilizzato per descrivere il funzionamento dell' i -esimo tronco valvola, di soliti nodi j e k , è sempre:

$$VA_i = \frac{COFVAV_i}{\sqrt{|H_j - H_k|}} \tau \quad (3.63)$$

ma cambia la variabile utilizzata per identificarne la condizione stazionaria ($COFVAV_i = Q_0/\sqrt{H_0}$ in luogo di $COFVA_i$) potendo, come le pompe, non essere inserito tra i dati di input della fase stazionaria, per il modo in cui è organizzata la compilazione del file input, così come cambia il valore assunto da τ .

In accordo con quanto indicato nel paragrafo 3.5 e volendo consentire anche la riproduzione di più manovre parziali in sequenza, τ è valutato come:

$$\tau = \frac{GA_{in,k}}{GA_0} + \frac{(GA_{fin,k} - GA_{in,k})}{GA_0} \cdot \frac{(t - t_{in,k})}{T_{M,k}} \quad (3.64)$$

In questo modo ne si assicura una variazione lineare nel tempo, da un valore iniziale ad un valore finale minore o maggiore di uno, a seconda che, con la manovra, si voglia passare ad un grado di apertura minore o maggiore di quello che contraddistingue la condizione di regime. $GA_{in,k}$, $GA_{fin,k}$, $t_{in,k}$ e $T_{M,k}$ rappresentano rispettivamente il grado di apertura iniziale e finale, l'istante d'inizio e la durata della k-esima manovra mentre GA_0 rappresenta il grado di apertura associato alla condizione stazionaria di partenza. All'interno del codice, per il generico elemento NEL, questi parametri sono indicati, nell'ordine, con le variabili TAUF(NEL,MAN-1), TAUF(NEL,MAN), TINVA(NEL,MAN), TEMMVA(NEL,MAN) e TAUZ(NEL,MAN).

Durante la fase non stazionaria, le valvole di non ritorno presentano un coefficiente R_i :

$$R_i = \frac{COFNR_i}{\sqrt{|H_j - H_k|}} \tau \quad (3.65)$$

cioè diverso da quello adottato nell'analisi delle condizioni iniziali, per la sola presenza del parametro τ , inserito per tener conto della possibile variazione

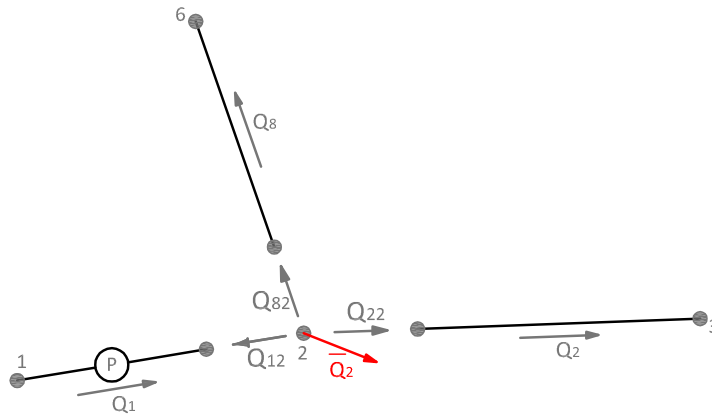


Figura 3.9: Continuità al nodo 2 della rete schematizzata in figura 4.2.

delle loro condizioni operanti. Questo tipo di dispositivi infatti, viene inserito all'interno dei sistemi in pressione con lo scopo di impedire l'inversione del flusso in alcuni dei loro elementi, per cui possono passare da una condizione di completa chiusura ad una di completa apertura e viceversa, in relazione alla variazione delle caratteristiche del campo di moto nel tempo. τ quindi non è più posto sistematicamente pari a zero o a uno ma è considerato variabile istantaneamente dall'uno all'altro valore.

Per decidere se aprire o chiudere le valvole di non ritorno il modello esegue dei controlli sulla portata che transita attraverso le stesse e sulla differenza tra le pressioni gravanti ai loro nodi di estremità, nell'istante precedente.

La chiusura avviene non appena la portata in esse fluente superi un prefissato valore limite di segno contrario, mentre l'apertura si verifica solamente se la differenza tra le piezometriche del nodo di monte e di valle, rispetto al verso in cui è consentito il passaggio del fluido, risulti positiva e maggiore/uguale a un valore limite, necessario a vincere le resistenze dell'otturatore.

Analogamente a quanto si è fatto nella sezione precedente per la fase stazionaria, se si considera uno dei nodi della rete schematizzata in figura 4.2, ad esempio il 2, nel quale confluiscono i tronchi condotta 2 e 8 ed il tronco pompa 1,

la continuità in tale è definita da:

$$Q_{12} + Q_{22} + Q_{22} + \bar{Q}_2 = 0 \quad (3.66)$$

In base a quanto messo in evidenza finora in questa sezione, i contributi di tali elementi, considerati col loro segno, risultano:

$$Q_{12} = -M_1(H_1 - H_2) \quad (3.67)$$

$$Q_{22} = +K_2(H_2 - H_3) + D_{22} \quad (3.68)$$

$$Q_{82} = +K_8(H_2 - H_6) + D_{82} \quad (3.69)$$

per cui sostituendo queste equazioni nell'eq. (4.66) si ottiene:

$$-M_1(H_1 - H_2) + K_2(H_2 - H_3) + K_8(H_2 - H_6) = -\bar{Q}_2 - D_{82} - D_{22} \quad (3.70)$$

Se alle quote piezometriche dei nodi non connessi al quattro 2, per mezzo di un qualsiasi tronco, si attribuisce un coefficiente di valore nullo, l'eq.(4.70) può essere riscritta come:

$$\begin{aligned} -M_1H_1 + (M_1 + K_2 + K_8) + (0)H_3 + (0)H_4 + (0)H_5 + \\ + (0)H_6 + (0)H_7 + (0)H_8 = -\bar{Q}_2 - D_{82} - D_{22} \end{aligned} \quad (3.71)$$

Per come si presentano le equazioni di continuità pertanto, durante la fase del transitorio, l'assemblaggio della matrice globale avviene con le stesse modalità presentate per la fase stazionaria, con la differenza che, per i tronchi condotta, agli elementi della matrice caratterizzati da indici di riga e di colonna (j,k) e (k,j) , in luogo del coefficiente K cambiato di segno, si somma un termine nullo.

In riferimento alla rete schematizzata in figura 4.2 ad esempio, la matrice globale \mathbf{TK} memorizzata dal modello, in forma bandizzata risulterebbe:

$$\mathbf{TK} = \begin{bmatrix} M_1 & -M_1 & 0 & 0 & 0 \\ K_2 + M_1 + K_8 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_2 + K_3 + K_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_7 + K_4 + K_5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_5 + K_6 + K_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_8 + K_7 + K_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.72)$$

In assenza di dispositivi, la matrice dei coefficienti dipenderebbe dalle sole caratteristiche geometriche ed idrauliche della rete in esame, il sistema di equazioni risulterebbe lineare e di conseguenza facilmente risolvibile con il metodo d'eliminazione di Gauss. Potendo essere presenti anche valvole o pompe però, a causa della dipendenza dei loro coefficienti dalle incognite stesse del problema, si è nuovamente costretti a ricorrere ad un metodo iterativo; metodo che verrà presentato nelle successive sottosezioni.

Il vettore dei termini noti

Nell'analisi del transitorio, la costruzione del vettore dei termini noti, ora rappresentato dalla variabile TNN, comincia in ASSEN. Le sue componenti quindi non sono più definite in INPUT ma cominciano ad esserlo durante l'assemblaggio delle matrici locali degli elementi condotta in TK, per mezzo di ELASN.

TNN è creato inizialmente nullo, come del resto avviene anche per la matrice globale, per poi essere modificato con i vettori locali \mathbf{D} dei tronchi condotta, contenenti i termini noti delle equazioni di compatibilità, definiti in STIFN.

Il suo completamento avviene con la successiva imposizione delle condizioni al contorno di nodo speciale idrante per mezzo della subroutine IDRAV, la quale lo aggiorna con i valori delle portate nodali valutate al termine dell'analisi stazionaria (salvate nel vettore RENO) o nell'istante precedente (salvate nel vettore RENOD), a seconda che le sue componenti siano associate a semplici nodi o nodi idrante,

per i quali sia prevista più di una manovra. Prendendo sempre come esempio la rete schematizzata in figura 4.2, il vettore dei termini noti risulta:

$$\bar{Q} = \begin{pmatrix} \bar{Q}_1 \\ -\bar{Q}_2 - D_{22} - D_{82} \\ -D_{23} - D_{33} - D_{43} \\ -\bar{Q}_4 - D_{44} - D_{54} - D_{74} \\ -\bar{Q}_5 - D_{35} - D_{55} - D_{65} \\ -\bar{Q}_6 - D_{66} - D_{76} - D_{86} \end{pmatrix} \quad (3.73)$$

Condizioni al contorno

L'imposizione delle condizioni al contorno di nodo speciale idrante e carico piezometrico assegnato avviene rispettivamente attraverso le subroutine IDRAV e BOUNV, con procedure del tutto analoghe a quelle descritte per la fase stazionaria. Per la prima però, varia l'espressione utilizzata per valutare il coefficiente I , a causa del diverso valore che può essere assunto dai parametri in essa contenuti.

Il moto vario infatti potrebbe essere indotto anche dall'apertura o dalla chiusura di un idrante, per cui τ non può più essere assunto costante e pari a 1 ma si deve considerare variabile secondo una specifica legge temporale. Indicata con T_M (TEMM nel modello) la durata della manovra, all'interno del codice, si è assunto che il grado d'apertura vari linearmente nel tempo, da 0 a 1, o viceversa, (a seconda del tipo di manovra) attraverso le seguenti espressioni:

- per un'apertura

$$\tau = \frac{t}{T_M} \quad (3.74)$$

- per una chiusura

$$\tau = 1 - \frac{t}{T_M} \quad (3.75)$$

Come verrà più approfonditamente descritto nel sottoparagrafo 4.3.7 inoltre, potendo simulare l'esecuzione di più manovre in sequenza, con l'attuale versione del modello, il contributo nodale di un qualsiasi idrante può variare più volte nel tempo.

Metodo risolutivo e test di convergenza

La dipendenza della matrice dei coefficienti dalle incognite stesse del problema comporta la non linearità delle equazioni di continuità per cui, anche nel transitorio, per risolvere il sistema globale si è costretti a ricorrere ad un procedimento iterativo. Ci si deve cioè accontentare di un risultato approssimato, ottenuto a partire da una soluzione di primo tentativo, resa poi più accurata iterazione dopo iterazione.

Rispetto al procedimento adottato nell'analisi stazionaria, cambia il criterio utilizzato per dedurre la soluzione iniziale con cui avviare l'algoritmo risolutivo: non è più fornita dalla risoluzione del sistema linearizzato assumendo perdite di carico e velocità arbitrarie ma utilizzando i valori delle quote piezometriche valutate nell'istante precedente.

Lo schema iterativo al quale si è fatto riferimento è sempre quello di Newton-Raphson, però modificato per consentirne eventuali correzioni della velocità di convergenza. Ovvero, se si suppone conoscere la radice approssimata x_n della generica funzione $f(x)$ e di volerla migliorare di una quantità δx , affinché $f(x_n + \delta x) = 0$, non si ricorre più a:

$$x_{n+1} = x_n + \delta x = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (3.76)$$

ma a

$$x_{n+1} = x_n + \delta x = x_n - \omega \frac{f(x_n)}{f'(x_n)} \quad (3.77)$$

Come si evince dalla figura 4.10, geometricamente lo schema di Newton-Raphson definisce l'intersezione con l'asse delle ascisse della retta passante per il punto di

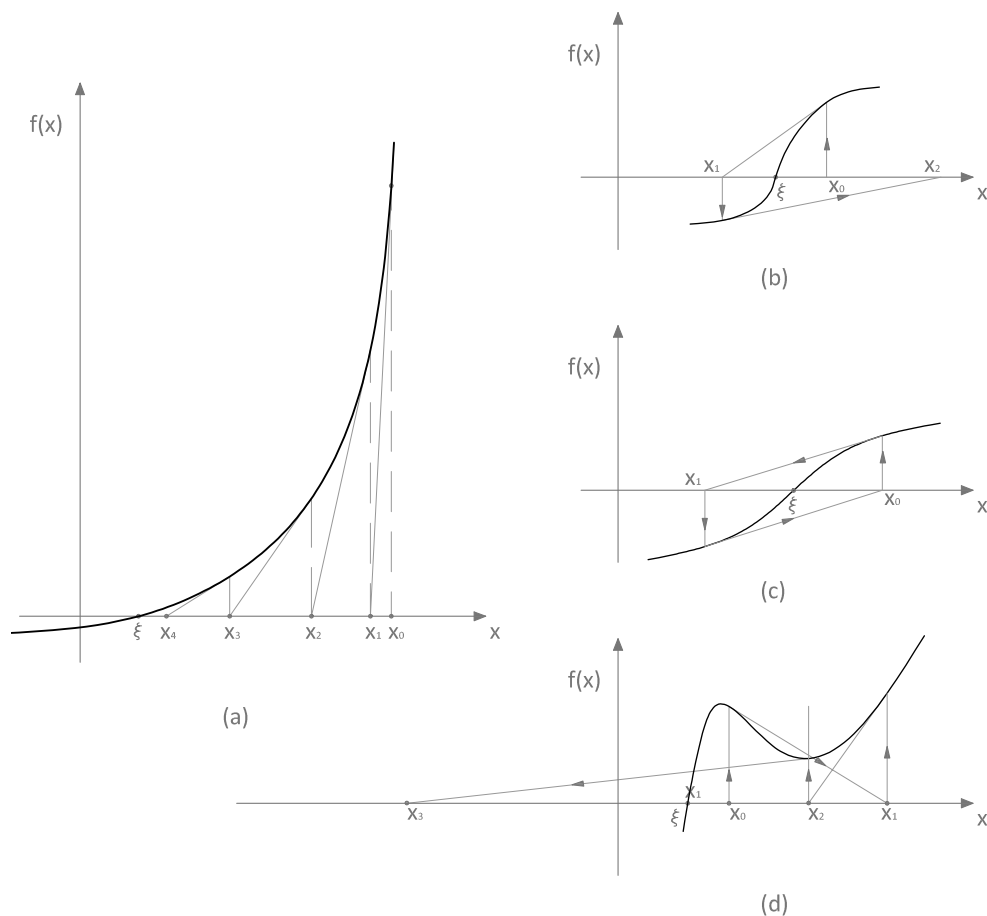


Figura 3.10: Interpretazione geometrica della convergenza nello schema della tangente variabile (a). Se il punto iniziale non è “sufficientemente” prossimo alla radice lo schema di Newton-Raphson può divergere (b), trovarsi in condizioni di stallo (c) oppure comportarsi in maniera difficilmente prevedibile (d).

coordinate x_n , $f(x_n)$ e coefficiente angolare $f'(x_n)$, cioè tangente alla curva $f(x)$ in x_n [Gambolati, 2002]. Moltiplicando per ω la correzione $\delta x = f(x_n)/f'(x_n)$ quindi, si riesce a modificare la velocità con cui ci si avvicina alla soluzione ricercata: aumentandola ovviamente per $\omega > 1$ e riducendola per $\omega < 1$.

Se la funzione $f(x)$ si presenta regolare nell'intorno di una sua generica radice ξ , lo schema iterativo utilizzato, noto anche col termine di metodo della tangente variabile per le ragioni poc'anzi illustrate, generalmente giunge a convergenza. Se invece la funzione presenta un comportamento irregolare, ad esempio a causa della molteplicità della radice ξ , affinché sia garantita la convergenza è necessario che la soluzione di primo tentativo x_0 sia assunta sufficientemente prossima a ξ , ovvero che l'errore iniziale $e_0 = \xi - x_0$ risulti sufficientemente piccolo.

In caso contrario, la soluzione anziché convergere, potrebbe divergere, trovarsi in condizioni di stallo oppure comportarsi in maniera imprevedibile, così come rappresentato in figura 4.10. È questo ciò che si può verificare nei problemi di moto vario negli istanti in cui vengono alterate le caratteristiche del campo di moto (ad esempio in seguito all'esecuzione delle manovre sui dispositivi di controllo) ed è per questo motivo che si è deciso di intervenire sulla velocità dello schema iterativo, modificando lo schema come precedentemente indicato.

Adottando un coefficiente di rilassamento minore di uno potrebbero aumentare le iterazioni richieste per giungere a convergenza quando la funzione presenta un comportamento regolare ma, allo stesso tempo, si riesce a garantire la determinazione della soluzione anche con funzioni irregolari poiché, riducendo la correzione apportata ad ogni iterazione, ci si riesce ad avvicinare alla radice ξ .

L'uso del coefficiente di rilassamento è l'unico aspetto che differenzia i procedimenti risolutivi della fase stazionaria e di quella del transitorio. Rispetto a quanto illustrato nel paragrafo 4.2.1 pertanto, cambia solo l'espressione del sistema (4.28)² da cui si ricava la correzione δH da apportare alle quote piezometriche ad ogni iterazione, che diventa:

² $\bar{Q}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k$ è sempre il vettore degli scarti tra le portate nodali attese e quelle calcolate, valutato con i carichi dell'iterazione precedente (k), mentre $\bar{\mathbf{K}}$ è lo jacobiano della matrice globale dei coefficienti, assemblato considerando il contributo di ciascun tronco e dispositivo

$$\frac{1}{\omega} \bar{\mathbf{K}}(\mathbf{H}^k) \delta \mathbf{H} = \bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k) \mathbf{H}^k \quad (3.78)$$

e l'espressione dei coefficienti utilizzati per costruire lo jacobiano delle matrici locali d'elemento, ora valutati come:

- per le condotte

$$\frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{K} \mathbf{H}) = \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{1}{B} \mathbf{H} \right) = \frac{1}{\omega B} = \frac{1}{\omega} \mathbf{K}$$

- per gli idranti

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{I}(\mathbf{H}) \mathbf{H}) &= \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFFV}}{\sqrt{|\mathbf{H}|}} \tau \mathbf{H} \right) \\ &= \frac{1}{\omega} \frac{\mathbf{COFFV}}{2\sqrt{|\mathbf{H}|}} \tau = \frac{1}{\omega} 0.5 \mathbf{I}(\mathbf{H}) \end{aligned}$$

- per le saracinesche

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{V} \mathbf{A}(\mathbf{H}) \mathbf{H}) &= \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFVA}}{\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \tau \Delta \mathbf{H} \right) \\ &= \frac{1}{\omega} \frac{\mathbf{COFVA}}{2\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \tau = \frac{1}{\omega} 0.5 \mathbf{V} \mathbf{A}(\mathbf{H}) \end{aligned}$$

- per le valvole di non ritorno

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (\mathbf{R}(\mathbf{H}) \mathbf{H}) &= \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{COFNR}}{\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \tau \Delta \mathbf{H} \right) = \frac{1}{\omega} \frac{\mathbf{COFNR}}{2\sqrt{|\Delta \mathbf{H}|}} \tau \\ &= \frac{1}{\omega} 0.5 \mathbf{R}(\mathbf{H}) \end{aligned}$$

- per le pompe

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} (M(\mathbf{H})\mathbf{H}) &= \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial \mathbf{H}} \left(\frac{\mathbf{a}_1 \boldsymbol{\alpha} + \sqrt{(\mathbf{a}_1 \boldsymbol{\alpha})^2 - 4\mathbf{a}_2(\boldsymbol{\alpha}^2 \mathbf{H}_s - \Delta \mathbf{H})}}{2\mathbf{a}_2} \right) \\ &= \frac{1}{\omega} \frac{\sqrt{(\mathbf{a}_1 \boldsymbol{\alpha})^2 - 4\mathbf{a}_2(\boldsymbol{\alpha}^2 \mathbf{H}_s - \Delta \mathbf{H})}}{(\mathbf{a}_1 \boldsymbol{\alpha})^2 - 4\mathbf{a}_2(\boldsymbol{\alpha}^2 \mathbf{H}_s - \Delta \mathbf{H})} \end{aligned}$$

L'interruzione del procedimento iterativo avviene nel momento in cui lo scarto tra i valori attesi e calcolati delle portate nodali risulta inferiore, o al limite uguale, al massimo errore consentito, ovvero quando risulta soddisfatta la seguente condizione:

$$\|\bar{\mathbf{Q}}^k - \mathbf{K}(\mathbf{H}^k)\mathbf{H}^k\| \leq \epsilon_V \|\bar{\mathbf{Q}}^k\| \quad (3.79)$$

nella quale ϵ_V è sempre una prefissata tolleranza che deve essere fornita come dato di input ma che può essere diversa da quella assunta per la fase stazionaria, ϵ .

3.3 Subroutine modificate e nuovi sottoprogrammi

Nel presente paragrafo vengono descritti i sottoprogrammi che sono stati modificati rispetto la precedente versione per migliorare le prestazioni del modello e quelli aggiunti invece per renderlo utilizzabile anche nell'analisi di sistemi più complessi.

3.3.1 Function NRMEU

La function NRMEU è stata inserita per modificare il test di convergenza in modo tale che vengano messi a confronto gli errori relativi e non più quelli assoluti. Attraverso questo sottoprogramma vengono calcolate le norme euclidee del vettore degli scarti (tra portate nodali calcolate e attese) e di quello dei termini noti, indicate rispettivamente con NRMEP e NRMQP, per la fase stazionaria, e con NRMEV e NRMQV, per quella transitoria. NRMEU somma i quadrati delle componenti di un vettore e ne valuta la radice.

Per una rete di N nodi ad esempio, se si indicano con \bar{Q}_i le componenti del vettore dei termini noti \bar{Q} del permanente:

$$NRMQP = \sqrt{\bar{Q}_1^2 + \bar{Q}_2^2 + \dots + \bar{Q}_N^2} \quad (3.80)$$

3.3.2 Il coefficiente di rilassamento

Come è stato messo in evidenza al termine del precedente paragrafo, il coefficiente di rilassamento viene inserito allo scopo di ridurre la velocità di convergenza dello schema iterativo per riuscire a garantirne la convergenza anche negli istanti più critici, d'esecuzione delle manovre. In presenza di variazioni modeste delle caratteristiche del campo di moto, lo schema iterativo generalmente converge al più in qualche iterazione (0-2). Per non aumentare inutilmente l'onere computazionale quindi, il modello è stato modificato in modo tale che, ad ogni istante temporale, il ricorso ad un prefissato coefficiente di rilassamento OMEGAR avvenga solo nel

caso in cui si superi il massimo numero di iterazioni tollerato MIXCR, modificabile direttamente dal codice sorgente.

Fintantoché l'indice associato all'iterazione, ISTEP, risulti inferiore o al limite uguale a MIXCR, il codice di calcolo assume OMEGAR pari a uno. In caso contrario, OMEGAR è posto pari al valore desiderato, fornito tramite il file input; valore associato alla variabile CRIL.

Affinché il coefficiente di rilassamento garantisca la convergenza dello schema iterativo, è importante che a MIXCR sia attribuito un valore non troppo elevato, perchè altrimenti la soluzione potrebbe non convergere nonostante si ricorra a ω , se eccessivamente divergente. Per questo motivo MIXCR è stato posto pari a 5.

Superata l'iterazione MIXCR, il procedimento iterativo continua fino al soddisfacimento del criterio di convergenza (4.79) o fino al suo arresto, al raggiungimento della massima iterazione concessa NMAX. Situazione al verificarsi della quale segue l'interruzione della simulazione, con relativa segnalazione dell'errore.

3.3.3 Subroutine QDPLIM

Prima di entrare nel ciclo del transitorio, il codice di calcolo valuta i valori limite di portata e salto di pressione associati a ciascuna valvola di non ritorno, utilizzati da VNRV per decidere se modificarne o meno il grado d'apertura, in relazione alle caratteristiche che il campo di moto presenta nell'istante precedente.

Le valvole di ritegno dovrebbero mantenersi aperte fino a quando il flusso che le attraversa esercita una spinta sul loro otturatore maggiore, o uguale, alla risultante delle forze resistenti dovute agli attriti, al peso degli organi mobili o all'eventuale presenza di dispositivi che ne favoriscano la chiusura, come le molle. Ovvero, se si indicano con F_R la risultante delle forze resistenti e con A_{ott} l'area dell'otturatore, fino a quando la corrente presenta una velocità tale per cui:

$$\rho A_{ott} v_{lim}^2 = F_R \quad (3.81)$$

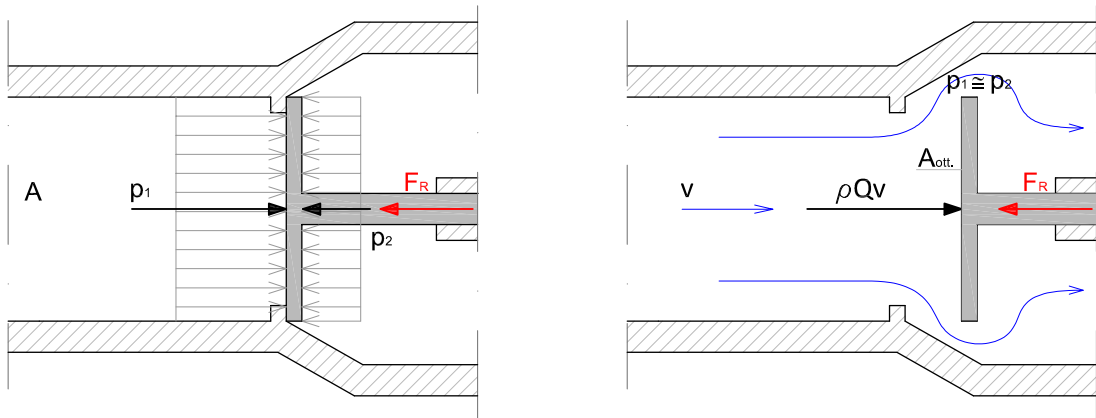


Figura 3.11: Valvola di non ritorno chiusa(a). Valvola di non ritorno aperta(b).

Analogamente, affinché si verifichi l’apertura in assenza di flusso, è necessario che la risultante delle forze di pressione, gravanti a monte e a valle dell’otturatore, risulti:

$$A(p_1 - p_2) = F_R \tag{3.82}$$

dove con A si indica la sezione della condotta in cui è inserita la valvola, mentre con p_1 e p_2 si indicano rispettivamente le pressioni di monte e di valle, rispetto al verso in cui è consentito il passaggio del fluido.

Dal confronto di dell’espressione (4.81) con la (4.82) si evince che i valori limite di velocità e salto di pressione associati a ciascuna valvola di non ritorno sono legati dalla seguente relazione:

$$\rho A_{ott} \cdot v_{lim}^2 = A(p_1 - p_2)_{lim} \tag{3.83}$$

QDPLIM pertanto è stato strutturato in modo tale che a ciascun dispositivo di ritegno sia associata una differenza di pressione limite (in modulo):

$$\Delta H_{lim} = \frac{v_{lim}^2}{g} \quad \left(o \text{ in termini di variabili } DPLIM = \frac{VLIM^2}{9.81} \right) \tag{3.84}$$

desunta direttamente dal bilancio (4.83), considerando $A_{ott.} = A$ ed esprimendo $\Delta p = p_1 - p_2$ in termini di altezza di pressione $\Delta H_{lim} = \Delta p_{lim}/\gamma$.

La velocità limite invece, dipendendo dalle caratteristiche della valvola, deve essere fornita come dato di input.

Confrontando l'indice del nodo di monte e di valle del tronco valvola di non ritorno NEL rispettivamente con l'indice del nodo di valle e di monte di ciascuna condotta I-esima, poi QDPLIM individua l'area A (AR(I) nel modello) per la quale deve essere moltiplicata v_{lim} , al fine di determinare autonomamente la portata limite:

$$QLIM = AR(I) \cdot VLIM \quad (3.85)$$

3.3.4 Subroutine RESUL

Il completamento delle condizioni stazionarie iniziali avviene per mezzo di RESUL. Una volta risolto il sistema di equazioni di continuità e definite le quote piezometriche degli NN nodi della rete, questa subroutine ha il compito di valutare la portata fluente in ciascun elemento (speciale o non) e, sulla base di questa, costruire il vettore delle portate nodali RENO; indispensabile per l'imposizione delle condizioni al contorno durante la fase non stazionaria. Coerentemente con quanto previsto dalla precedente versione allora, in RESUL sono state aggiunte anche le sequenze di istruzioni relative ai nuovi tronchi speciali valvola e valvola di non ritorno.

Per ciascun elemento NEL il calcolo delle portate avviene successivamente alla definizione del dislivello piezometrico DH tra i rispettivi nodi di monte N1 e di valle N2, distintamente per tipologia di tronco. In accordo con quanto proposto nel sottoparagrafo 4.2.1, la portata fluente nelle delle condotte si definisce come:

$$Q_i = 3.479 \sqrt{\frac{D_i^5}{\xi_i D_i + \lambda_i L_i} |DH_i|} \quad (3.86)$$

Affinché il flusso risulti effettivamente positivo se diretto da monte verso valle e negativo se al contrario, per rispettare le convenzioni assunte, Dato che DH compare, in modulo, sotto la radice, è necessario attribuire a Q_i il segno opportuno. Questa funzione, all'interno del codice, è svolta da $DSIGN(1.,DH)$ che assume un valore uguale a più o meno uno a seconda che il $DH(=H(N1)-H(N2))$ valutato sia rispettivamente positivo o negativo. La portata $ELRE$ attraverso la generica condotta NEL quindi, è calcolata da $RESUL$ come:

$$ELRE(NEL) = DSIGN(1.D0, DH) \cdot 3.479 \sqrt{\frac{DI(NEL)^5}{DI(NEL)CPC(NEL) + XLA(NEL)D(NEL)}} |DH| \quad (3.87)$$

Lo stesso ragionamento vale per le valvole e le valvole di non ritorno per le quali, di conseguenza, la portata si definisce con espressioni analoghe alla (4.87) anche se ovviamente, cambiando il legame che ne descrive il comportamento, cambiano le variabili a cui si deve fare riferimento. Per le prime, il flusso che le attraversa è calcolato come:

$$ELRVA(NEL) = DSIGN(1.D0, DH) \cdot COFVA(NEL) \sqrt{|DH|} \quad (3.88)$$

mentre per le seconde, come:

$$ELRNR(NEL) = DSIGN(1.D0, DH) \cdot COFNr(NEL) \sqrt{|DH|} \quad (3.89)$$

La portata sollevata dai tronchi speciali pompa invece, potendo essere solo positiva, si definisce con l'espressione:

$$ELRP(NEL) = \frac{-a_1 - \sqrt{a_1^2 - 4a_2(H_s + \Delta H_i)}}{2a_2} \quad (3.90)$$

prestando attenzione a porla pari a zero, nel caso in cui DH dovesse risultare superiore alla massima prevalenza che la stessa è in grado di fornire.

Con queste portate, i tronchi presenti nella rete contribuiscono positivamente e negativamente ai nodi cui sono connessi. L'aggiornamento delle NN componenti del vettore *RENO*, inizialmente poste pari a zero da *RESUL*, pertanto avviene sommando i vari contributi *ELRE*, *ELRP*, *ELRNR* ed *ELRVA* ai relativi nodi: con segno positivo se di monte N1 o negativo se di valle N2. Ovvero, nel linguaggio FORTRAN utilizzato:

$$RENO(N1) = RENO(N1) + ELRE(NEL) \quad (3.91)$$

$$RENO(N2) = RENO(N2) - ELRE(NEL) \quad (3.92)$$

per le condotte,

$$RENO(N1) = RENO(N1) + ELRVA(NEL) \quad (3.93)$$

$$RENO(N2) = RENO(N2) - ELRVA(NEL) \quad (3.94)$$

$$RENO(N1) = RENO(N1) + ELRNR(NEL) \quad (3.95)$$

$$RENO(N2) = RENO(N2) - ELRNR(NEL) \quad (3.96)$$

per valvole e valvole di ritegno e

$$RENO(N1) = RENO(N1) + ELRP(NEL) \quad (3.97)$$

$$RENO(N2) = RENO(N2) - ELRP(NEL) \quad (3.98)$$

per le pompe.

3.3.5 Subroutine IDRAV

IDRAV è la subroutine adibita all'imposizione delle condizioni al contorno di nodo idrante, durante la fase di moto vario. Si occupa quindi del calcolo e

dell'assemblaggio, nella matrice globale, del coefficiente I associato a ciascuno di questi dispositivi, secondo quanto indicato nel paragrafo 4.2.2. All'interno del codice di calcolo I è rappresentato dalla variabile:

$$AG = \left(\frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \right) \frac{1}{\sqrt{|H|}} = \left(COFFV \tau \right) \frac{1}{\sqrt{|H|}} = \frac{EE}{\sqrt{|H|}} \quad (3.99)$$

in cui COFFV è un coefficiente che deve essere definito dall'utente per ciascun nodo speciale, mentre per tutti i nodi non speciali è assunto pari a zero di default. H invece, può essere definita dai valori assunti all'istante precedente o da quelli assunti al passo corrente, a seconda che si stia valutando la soluzione di primo tentativo o si sia già entrati nel processo iterativo. Analogamente a COFFV quindi, H è una quantità nota, per cui l'unico parametro che viene veramente definito da IDRAV è EE ed è proprio nel calcolo di questo che è stata modificato il sottoprogramma.

Con la versione precedente, se l'indice di manovra associato all' i -esimo nodo MAN(I) era pari a -1, questo veniva trattato come un semplice nodo, il coefficiente EE veniva posto pari a zero e all' i -esima componente del vettore dei termini noti veniva sommata la portata nodale corrispondente, RENO(I), derivante dall'analisi stazionaria. Se invece MAN(I) era maggiore o uguale a zero il nodo veniva trattato come un nodo speciale idrante e il coefficiente EE veniva valutato in maniera diversa, a seconda che per esso fosse prevista una manovra di chiusura o una manovra di apertura. Indicando con TEMM(I) la durata della manovra dell' i -esimo idrante, nel primo caso (MAN(I)=1) EE era definito come:

$$EE = COFFV(I) \left\{ 1 - \frac{T - TIN(I)}{TEMM(I)} \right\} \quad (3.100)$$

se $TIN(I) < T < TIN(I) + TEMM(I)$, posto pari a zero se $T \geq TIN(I) + TEMM(I)$ e pari a COFFV se $T \leq TIN(I)$. Nel secondo caso invece, EE era definito come:

$$EE = COFFV(I) \frac{[T - TIN(I)]}{TEMM(I)} \quad (3.101)$$

se $TIN(I) < T < TIN(I) + TEMM(I)$, posto pari a $COFFV$ se $T \geq TIN(I) + TEMM(I)$ e pari a zero se $T \leq TIN(I)$. In presenza di quest'ultimo tipo di manovra inoltre, se $T \leq TIN(I)$, veniva modificato anche il vettore dei termini come se fosse un nodo non speciale.

In questo modo, il modello è in grado di analizzare solo i fenomeni transitori prodotti da singole manovre. Si riuscirebbero a riprodurre correttamente gli effetti prodotti da manovre multiple solamente nel caso in cui queste si susseguissero con degli intervalli temporali sufficientemente lunghi da far sì che, tra le stesse, si instauri una condizione di regime. L'analisi potrebbe essere suddivisa in più fasi distinte e le manovre potrebbero essere analizzate singolarmente, assumendo come dati di input a partire dalla seconda manovra, le informazioni fornite in output da quella precedente.

Così facendo però, le simulazioni rischierebbero di diventare troppo laboriose, richiedendo tempi ben più lunghi per giungere alla soluzione, con la possibilità di compromettere l'intera analisi a causa della maggiore quantità di errori introdotti nel passaggio da una fase a quella successiva. Per tale motivo si è deciso di modificare *IDRAV* affinché si riescano ad analizzare più manovre ravvicinate all'interno di una stessa simulazione.

Con l'attuale versione, il modello continua a completare il vettore dei termini noti durante l'imposizione della condizione al contorno di nodo idrante, però, non lo fa più sulla base del valore assunto da $MAN(I)$ ma da quello assunto dalla nuova variabile $ID(I)$. Dovendo ammettere più manovre infatti, $MAN(I)$ è stato sostituito dalla matrice $KODID$ per cui, per distinguere i nodi speciali, si è dovuto creare un vettore apposito: $ID(I)$, contenente l'indice (da 1 a NIV) di ciascun idrante. Ora, alla componente del vettore dei termini noti relativa all' i -esimo nodo, viene sommato $RENO(I)$ se $ID(I)$ risulta minore o uguale a zero. In caso contrario, il codice di calcolo classifica il nodo i -esimo come un

idrante e confronta l'istante in esame T con quelli iniziali $TIN(ID(I),K)$ delle K manovre, per esso previste, per scegliere quella a cui fare riferimento nel calcolo di EE . Se invece il numero di manovre previste $NMANI(I)$ dovesse essere nullo, l'idrante continuerebbe ad essere rappresentato con la stessa relazione che lo contraddistingue durante la fase iniziale di regime.

In presenza di manovre di chiusura, cioè con $KODID(ID(I),K)=1$, la sequenza di istruzioni che porta alla determinazione del coefficiente d'emitter sostanzialmente non cambia rispetto alla versione precedente, però, cambia quella relativa alle manovre di apertura, cioè quelle per le quali $KODID(ID(I),K) \leq 0$. Se l'apertura venisse eseguita dopo una prima chiusura, nel caso in cui $T \leq TIN(ID(I),K)$, continuare a sommare alla componente del vettore dei termini noti del nodo i -esimo la portata nodale $RENO(I)$, sarebbe errato. In questo modo infatti, si chiederebbe al modello di considerare l'idrante aperto quando in realtà, negli istanti che precedono la manovra, è chiuso. Il codice allora è stato ulteriormente modificato in modo tale che, in queste situazioni, alla componente del vettore dei termini noti venga sommata la portata nodale dell'istante precedente, salvata nel vettore $RENOD$.

Una volta definito, per ciascun nodo I , il coefficiente EE , il sottoprogramma calcola AG mediante l'espressione (4.99), prestando attenzione a porlo pari a zero nel caso in cui ne risulti nulla la quota piezometrica; condizione alla quale altrimenti corrisponderebbe un portata infinita. Per concludere, lo aggrega alla matrice globale bandizzata, sommandolo al termine della prima colonna dell' i -esima riga.

A dimostrazione di come la modifica apportata consenta di riprodurre correttamente manovre multiple, indipendentemente dall'ampiezza dell'intervallo temporale che intercorre tra le stesse, in figura 4.12, si riportano gli andamenti delle quote piezometriche ottenuti dalle simulazioni di una sequenza di manovre “*chiusura-apertura*”, eseguite all'idrante del sistema che verrà analizzato nel paragrafo 4.5.1, in diversi istanti temporali.

Come si può vedere, al termine della manovra d'apertura, sia che questa avvenga a ridosso della chiusura (30 secondi) che molto distante da essa (700

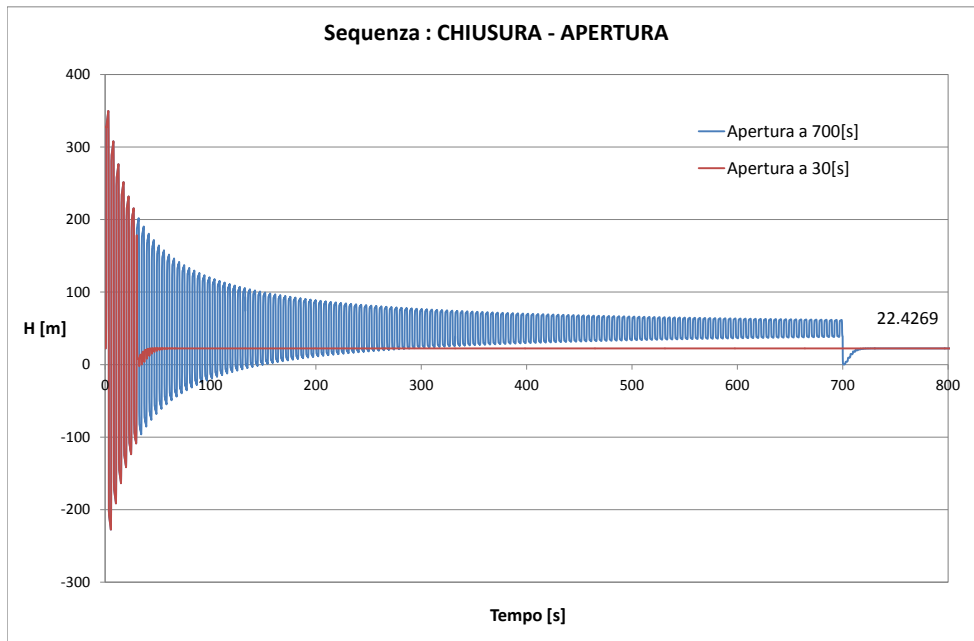


Figura 3.12: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare dell'istante d'inizio della seconda manovra

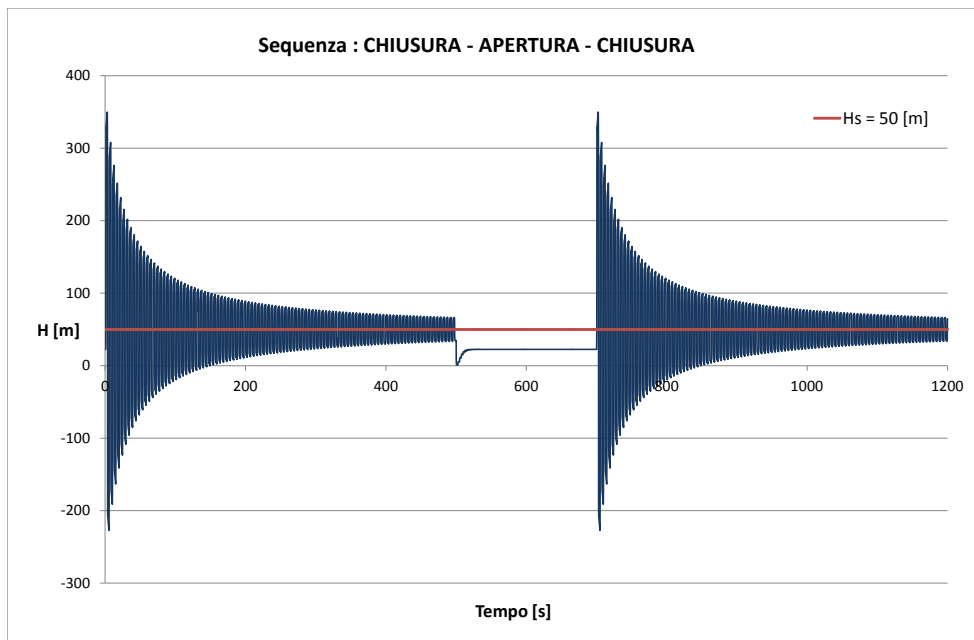


Figura 3.13: NODO 3: Andamento della quota piezometrica verificato in seguito ad una sequenza di manovre *chiusura-apertura-chiusura*

secondi), la quota piezometrica tende a stabilizzarsi attorno ai 22.4269 [m]; valore prossimo alla quota di regime attesa (22.4257 [m]) e tra l'altro identico a quello verificato con la singola manovra. L'analisi quindi non risente dell'entità delle oscillazioni di pressione, nel momento in cui viene eseguita la seconda manovra e in entrambe le prove fornisce risultati molto precisi.

Lo stesso si può dire per una sequenza di manovre opposta, ovvero con una "apertura-chiusura. Come denota il grafico di figura 4.13 infatti, anche nel caso in cui una manovra di chiusura venga eseguita consecutivamente ad un'apertura, la quota piezometrica tende al valore che contraddistingue la condizione stazionaria di quiete, cioè al livello H_S del serbatoio sul riferimento. Valore, che anche in questo caso, coincide con i risultati ottenuti con la singola manovra di chiusura.

3.3.6 Subroutine IDRVJ

IDRVJ è adibito al calcolo del coefficiente di ciascun nodo speciale idrante che è assemblato allo jacobiano della matrice globale con l'imposizione delle condizioni al contorno, a processo iterativo avviato. Valuta cioè la derivata del prodotto del coefficiente AG, definito dall'espressione (4.99), per H, ovvero il coefficiente QU con cui si associa la variazione di portata δQ alla correzione δH :

$$\begin{aligned} QU &= \frac{1}{OMEGAR} \cdot \frac{\partial}{\partial H} (AG(H)H) = \frac{1}{OMEGAR} \cdot \frac{\partial}{\partial H} \left(\frac{EE}{\sqrt{|H|}} H \right) \\ &= \frac{1}{OMEGAR} \cdot \frac{EE}{2\sqrt{|H|}} \end{aligned} \quad (3.102)$$

dove H rappresenta la quota piezometrica determinata all'iterazione precedente, mentre OMEGAR è la variabile con cui si indica il coefficiente di rilassamento, associato all'iterazione raggiunta. Essendo già noto il vettore degli scarti che compare nel sistema (4.78), il calcolo di δH richiede solo la definizione dello jacobiano. A differenza di IDRAV pertanto, nei casi in cui l'i-esimo nodo non sia classificato come idrante o, in caso di apertura, non sia ancora stato raggiunto

l'istante d'inizio manovra, IDRJVJ pone semplicemente il coefficiente d'emitter pari a zero senza intervenire sul vettore dei termini noti TNN.

Per modificare questo sottoprogramma quindi, è stato sufficiente inserire la sequenza iniziale di istruzioni atta all'individuazione della k-esima manovra a cui fare riferimento nel calcolo di EE; sequenza basata sul confronto dell'istante temporale in esame T con quello d'inizio manovra TIN(ID(I),K).

3.3.7 Subroutine VALP

È il sottoprogramma attraverso il quale si tiene conto dell'eventuale presenza di elementi speciali valvola durante l'analisi stazionaria. Ha quindi il compito di valutare il coefficiente VA che contraddistingue il comportamento di ciascuno di questi dispositivi e di costruirne la relativa matrice locale. In accordo con quanto messo in evidenza nel precedente sottoparagrafo 4.2.1, il modello calcola VA come:

$$VA = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \frac{1}{\sqrt{|\Delta H|}} \quad (3.103)$$

Il rapporto $Q_0/\sqrt{H_0}$, caratterizzante il funzionamento della valvola in condizioni di regime, è rappresentato dal coefficiente COFVA che deve essere fissato a priori dall'utente come dato di input. Non venendo modificato il grado di apertura invece, il parametro τ è assunto pari a 1 di default, mentre le perdite di carico ΔH sono definite in modo diverso a seconda della fase in esame.

VALP infatti, è utilizzata sia durante la fase di valutazione della soluzione iniziale che nel calcolo delle portate nodali, col procedimento iterativo. Per tale motivo, al suo interno sono state previste due sequenze di istruzioni distinte, adottate l'una in alternativa all'altra: quella associata all'indice IND pari a zero e quella associata ad IND pari a uno.

Nella prima, non essendo ancora stata avviata la procedura di calcolo, vengono assunte delle perdite di carico di primo tentativo che devono essere fissate a priori

dall'utente. Tali perdite sono indicate dalla variabile HTENVA per cui, per il generico elemento NEL, il coefficiente VA è definito dalla seguente espressione:

$$VA = \frac{COFVA(NEL)}{\sqrt{HTENVA(NEL)}} \quad (3.104)$$

Nella seconda invece, le perdite di carico sono calcolate sulla base dei valori che le quote piezometriche del nodo di monte e di valle del dispositivo presentano al passo corrente, per cui VA è calcolato come:

$$VA = \frac{COFVA(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} \quad (3.105)$$

Per evitare che l'analisi venga interrotta inoltre, alla sequenza di istruzioni associata ad IND=1 è stato aggiunto anche un controllo su ΔH in modo tale che, se dovesse risultare nullo, VA venga automaticamente posto pari a zero. Poiché ΔH compare al denominatore infatti, se non si imponesse questa condizione, anziché annullarsi come previsto dall'espressione (4.13), la portata attraverso la valvola tenderebbe all'infinito, comportando l'arresto improvviso della simulazione.

Non essendone richiesta la memorizzazione, il coefficiente VA nel codice di calcolo è rappresentato con la variabile reale COEF, poi utilizzata da VALP per costruire la matrice locale d'elemento ESLT in modo che:

$$ELST = COEF \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.106)$$

3.3.8 Subroutine VALPJ

Questo sottoprogramma è stato inserito al fine di valutare lo jacobiano delle matrici locali di ciascun elemento speciale valvola, durante il procedimento iterativo che contraddistingue l'analisi stazionaria. La struttura logica pertanto è analoga a quella illustrata per VALP, con la differenza che in VALPJ è presente

la sola sequenza di istruzioni associata all'indice IND=1, poiché non si ha più bisogno di definire la soluzione di primo tentativo.

È ancora presente il controllo sulle perdite di carico, questa volta riferite al passo di calcolo precedente, però COEF è definito in accordo con quanto indicato dalla relazione (4.2.1). Motivo per cui, lo jacobiano della matrice locale d'elemento in questo caso risulta:

$$ELST = 0.5 \frac{COFVA(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = COEF \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.107)$$

3.3.9 Subroutine VALV

VALV è la subroutine adibita al calcolo del coefficiente VA di ogni tronco speciale valvola e alla costruzione della relativa matrice locale, durante la fase non stazionaria. La struttura attribuitale pertanto è analoga a quella dei precedenti sottoprogrammi VALP e VALPJ, così come identica è pure la relazione adottata per valutare VA:

$$VA = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \frac{1}{\sqrt{|\Delta H|}} \quad (3.108)$$

però cambiano o i valori o le espressioni dei termini in essa contenuti.

Per il medesimo elemento NEL infatti, il passaggio all'analisi del transitorio non modifica il valore attribuito al rapporto $Q_0/\sqrt{H_0}$ e nemmeno il suo significato ma richiede l'adozione di una nuova variabile per identificarlo, non più COFVA ma COFVAV. ΔH rappresenta ancora le perdite di carico che caratterizzano il dispositivo però, visto l'utilizzo di VALV sia durante la determinazione della soluzione iniziale che durante il procedimento iterativo, in questo caso, possono essere calcolate sulla base dei valori che le quote piezometriche assumono al passo di calcolo precedente o a quello corrente, in corrispondenza del rispettivo nodo di monte (N1) e di valle (N2).

Anche τ continua a presentare lo stesso significato, però non viene più assunto costante e pari a uno come per VALP ma viene valutato ad ogni istante temporale, in relazione alla manovra eseguita sulla valvola in esame.

Una volta individuati i nodi dell'elemento NEL e valutato il salto di pressione associatogli allora, il modello controlla il numero di manovre, NMAVA(NEL), per esso previste. Nel caso in cui questo venga assunto pari a zero, TAU(NEL) viene posto pari a uno in modo che il dispositivo continui effettivamente a comportarsi come nella fase stazionaria. Se invece NMAVA(NEL) è maggiore di zero, il codice di calcolo procede col confronto dell'istante in esame con quelli iniziali delle diverse manovre, TINVA(NEL,MAN), per individuare quella a cui fare riferimento.

Fino a quando non comincia la prima manovra, ovvero per $T \leq \text{TINVA}(\text{NEL}, 1)$, l'elemento deve presentare lo stesso comportamento valutato in condizioni di regime per cui TAU(NEL) viene posto pari a 1, se inizialmente aperto, o uguale a zero, se chiuso.

In accordo con quanto indicato nel paragrafo 4.2.2 invece, durante l'esecuzione di ciascuna manovra, ovvero per istanti compresi tra $\text{TINVA}(\text{NEL}, \text{MAN})$ e $\text{TINVA}(\text{NEL}, \text{MAN}) + \text{TEMVA}(\text{NEL})$ (dove con $\text{TEMVA}(\text{NEL}, \text{MAN})$ si definisce la durata della manovra), TAU(NEL) viene calcolato come:

$$\begin{aligned} \text{TAU}(\text{NEL}) = & \frac{\text{TAUF}(\text{NEL}, \text{MAN} - 1)}{\text{TAUZ}(\text{NEL})} + \\ & + \frac{(\text{TAUF}(\text{NEL}, \text{MAN}) - \text{TAUF}(\text{NEL}, \text{MAN} - 1))}{\text{TAUZ}(\text{NEL})} \cdot \frac{(T - \text{TINVA}(\text{NEL}, \text{MAN}))}{\text{TEMVA}(\text{NEL}, \text{MAN})} \end{aligned} \quad (3.109)$$

dove TAUF(NEL,MAN) indica il grado di apertura finale che s'intende ottenere al termine della manovra, mentre TAUZ(NEL) è il grado di apertura associato alla condizione stazionaria di partenza, cioè quella a cui corrisponde TAU(NEL)=1. In questo modo si possono eseguire più manovre parziali consecutive, mantenendo una variazione lineare di TAU(NEL) ma soprattutto garantendone la continuità.

Se la prima manovra viene eseguita a partire da una condizione di chiusura,

l'eq. (4.109) non è più idonea a definire la variazione del grado di apertura perchè altrimenti gli si attribuirebbe un valore iniziale non nullo. Pertanto, in queste situazioni, s'impone al modello di valutare $TAU(NEL)$ come:

$$TAU(NEL) = \frac{TAUF(NEL, MAN)}{TAUZ(NEL)} \cdot \frac{(T - TINVA(NEL, MAN))}{TEMVA(NEL, MAN)} \quad (3.110)$$

A manovra conclusa, $TAU(NEL)$ viene mantenuto costante e pari al valore assunto a $T = TINVA(NEL, MAN) + TEMVA(NEL, MAN)$, fino all'istante d'inizio di quella successiva ($TINVA(NEL, MAN+1)$), ovvero:

$$TAU(NEL) = \frac{TAUF(NEL, MAN)}{TAUZ(NEL)} \quad (3.111)$$

Noto $TAU(NEL)$ e verificato che le perdite di carico risultino non nulle per non compromettere l'analisi, VALV calcola il coefficiente VA, sempre indicato con COEF, e assembla la matrice locale ELST:

$$ELST = \frac{COFVAV(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} TAU(NEL) \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = COEF \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.112)$$

Prima di passare nuovamente il controllo al programma principale, VALV valuta la portata dell'elemento valvola, ELRVAV(NEL):

$$ELRVAV(NEL) = COEF \cdot (H(N1) - H(N2)) \quad (3.113)$$

necessaria a SOLUT per costruire il vettore RENOD.

3.3.10 Subroutine VALVJ

VALVJ costruisce lo jacobiano delle matrici locali degli elementi valvola durante l'analisi non stazionaria. Per tale motivo è stata sviluppata con una sequenza

d'istruzione analoga a VALV. Le uniche differenze sono relative al calcolo della portata $ERLVAV(NEL)$, ora non più necessaria, e di $COEF$ che presenta un coefficiente moltiplicativo pari a 0.5 e il coefficiente di rilassamento $OMEGAR$, per cui:

$$ELST = \frac{1}{OMEGAR} \cdot 0.5 \cdot \frac{COFVAV(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} TAU(NEL) \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.114)$$

3.3.11 Subroutine VNR

VNR è la subroutine utilizzata dal modello per riprodurre il comportamento degli elementi speciali valvola di non ritorno, nell'analisi delle condizioni di regime. Come visto nei precedenti paragrafi, sebbene questi dispositivi abbiano una funzione diversa dalle semplici valvole, durante la fase stazionaria il legame tra i carichi alle loro estremità e la portata in essi fluente è praticamente lo stesso: cambiano le espressioni con cui si rappresentano i vari coefficienti ma non il loro significato. Poiché $\tau = 1$ infatti:

$$COEF = R = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \cdot \frac{1}{\sqrt{|\Delta H|}} = \frac{COFNR}{\sqrt{|\Delta H|}} \quad (3.115)$$

Fondamentalmente pertanto, la struttura di VNR è molto simile a quella adottata per VALP se non per il controllo dello stato iniziale della valvola di non ritorno NRSTI, imposto come dato di input.

A differenza delle semplici saracinesche infatti, i dispositivi di ritegno devono essere inseriti tra i dati di input anche nel caso in cui a regime, risultino chiusi e non lascino transitare alcuna portata pertanto, qualora NRSTI sia assunto pari a 1, $COEF$ è mantenuto nullo per tutta la fase stazionaria.

Contrariamente, se NRSTI è assunto pari a zero, il calcolo di $COEF$ torna ad essere valutato con due sequenze di istruzioni distinte, a seconda che si debba determinare la soluzione di primo tentativo ($IND=0$) o che sia già stato avviato il procedimento iterativo ($IND=1$).

Quando $IND=0$, $COEF$ è definito attraverso l'espressione (4.115) adottando, in luogo di ΔH , una perdita di carico di primo tentativo $HTENNR$ che deve essere fornita come input dall'utente. Per la generica valvola di non ritorno NEL quindi:

$$COEF = R = \frac{COFNR(NEL)}{\sqrt{HTENNR(NEL)}} \quad (3.116)$$

Quando invece IND=1, il modello torna a valutare COEF in funzione della differenza tra le quote piezometriche del nodo di monte N1 e di valle N2, valutate al passo corrente; ponendo cioè $\Delta H = DH = H(N1) - H(N2)$. In questo caso inoltre, il codice pone un controllo su DH cosicché, se dovesse risultare nullo, COEF sia posto direttamente pari a zero.

Esattamente come VALP, poi VNR termina il suo compito costruendo la matrice locale d'elemento ELST che sarà assemblata alla matrice globale TK , per mezzo di ELASS.

3.3.12 Subroutine VNRJ

VNRJ è il sottoprogramma adibito alla costruzione dello jacobiano della matrice locale degli elementi speciali valvola di non ritorno NEL, durante l'analisi stazionaria. Presenta quindi la stessa, e sola, sequenza logica associata al valore unitario di IND, che contraddistingue VNR.

Le uniche differenze sono relative al calcolo di COEF, che ora deve avvenire conformemente a quanto indicato dall'espressione (4.2.1), utilizzando le quote piezometriche valutate all'iterazione precedente, o che pu'ò essere posto e mantenuto nullo, se NRSTI dovesse risultare uguale a 1. In VNRJ pertanto, coefficiente e matrice locale risultano:

$$ELST = 0.5 \cdot \frac{COFNR(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} = COEF \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.117)$$

3.3.13 Subroutine VNRV

Con VNRV il codice di calcolo valuta i contributi nodali delle valvole di non ritorno durante la fase non stazionaria; fase in cui questi dispositivi presentano un comportamento variabile in funzione del modo in cui evolvono le caratteristiche del campo di moto nel tempo.

Poiché viene richiamata in tutte le fasi del metodo risolutivo, anche VNRV è stata strutturata con due sequenze di istruzioni distinte: quella utilizzata nella determinazione della soluzione di primo tentativo, associata all'indice $ISTEP=-1$, e quella utilizzata nel processo iterativo vero e proprio, associata all'indice $ISTEP \geq 0$.

Per rendere stabile l'analisi, all'interno dell'istante temporale in esame, la variazione del grado di apertura τ deve avvenire una sola volta e sulla base dello stato NRSTI, delle quote piezometriche H e della portata ELRNR che caratterizzano la valvola nell'istante precedente. La prima sequenza pertanto è anche quella con cui si stabilisce lo stato della valvola.

Quando $ISTEP=-1$, il modello controlla lo stato della valvola NEL dell'istante precedente. Se la valvola è chiusa ($NRSTI(NEL)=1$), per deciderne l'apertura, VNRV confronta la differenza tra la quota piezometrica dei suoi nodi di monte $H(N1)$ e di valle $H(N2)$ con il salto di pressione limite $DPLIM(NEL)$ ad essa associato.

Se $|DH = H(N1) - H(N2)| > DPLIM(NEL)$ la valvola apre, $NRSTI(NEL)$ viene posto pari a 0 e viene calcolato il coefficiente COEF come:

$$COEF = \frac{COFNR(NEL)}{\sqrt{|DH|}} \quad (3.118)$$

prestando attenzione ad annullarne il valore qualora DH risulti nullo. In caso contrario la valvola continua a mantenersi chiusa, $NRSTI(NEL)$ viene lasciato uguale a uno e il coefficiente COEF è assunto pari a 0.

Se invece la valvola è aperta ($NRSTI(NEL)=0$), il criterio adottato per stabilirne l'eventuale chiusura si basa sul confronto tra la portata che la attraversa nell'istante precedente $ELRNR(NEL)$ e $QLIM(NEL)$, definita in $QDPLIM$.

Idealmente, così come indicato dalla relazione (4.81), le valvole di non ritorno dovrebbero chiudersi non appena la velocità del flusso raggiunga quello stesso valore limite (v_{lim}), imposto come dato input, per il quale la forza esercitata dal fluido eguagli la risultante delle forze resistenti. In realtà, a causa degli attriti e dell'inerzia dei loro organi mobili, le valvole consentono l'inversione del flusso prima che si verifichi la loro chiusura.

Supponendo che le valvole di ritegno quindi siano selezionate opportunamente per minimizzare questa velocità di riflusso e volendo riprodurre l'effettivo comportamento,

nel modello si considera che la chiusura avvenga al verificarsi di una portata di segno contrario molto piccola, assunta per semplicità in modulo pari a QLIM.

Se $|ELRNR(NEL)| > QLIM$ la valvola allora continua a mantenersi aperta, NRSTI(NEL) viene lasciato pari a 0 e COEF è calcolato come indicato dall'espressione (4.118). Altrimenti la valvola chiude e NRSTI(NEL) e COEF vengono posti rispettivamente pari a 1 e 0.

I controlli appena descritti sono eseguiti mediante le seguenti espressioni logiche:

$$Se(nrver(NEL) \cdot (DH - DPLIM(NEL) \cdot nrver(NEL))) > 0 \quad (3.119)$$

$$Se(nrver(NEL) \cdot (ELRNR(NEL) - QLIM(NEL) \cdot nrver(NEL))) > 0 \quad (3.120)$$

dove $nrver(NEL)$ è la variabile associata al verso in cui il dispositivo NEL consente il passaggio del fluido: uguale a 1 se dal nodo di monte N1 a quello di valle N2, a -1 se al contrario. In questo modo si riesce a garantire la compattezza della sequenza di istruzioni, unica per entrambi i versi di funzionamento, e a facilitarne la comprensione.

Quando $ISTEP \geq 0$ invece, il coefficiente viene direttamente calcolato come indicato dall'espressione (4.118) o posto pari a zero, a seconda che, nell'istante corrente, la valvola risulti aperta o chiusa.

Prima di passare nuovamente il controllo al programma principale, VNRV valuta la portata dell'elemento valvola di non ritorno, ELRNR(NEL):

$$ELRNR(NEL) = COEF \cdot (H(N1) - H(N2)) \quad (3.121)$$

necessaria a SOLUT per costruire il vettore RENOD e che verrà utilizzata nell'istante successivo per decidere se modificarne o meno il grado di apertura.

3.3.14 Subroutine VNRJV

VNRJV è il sottoprogramma adibito alla costruzione dello jacobiano della matrice locale degli elementi speciali valvola di non ritorno NEL, durante l'analisi non stazionaria. Non venendo modificato lo stato dei dispositivi di ritegno in questa fase quindi, presenta

la stessa sequenza di istruzioni già descritta per VNRJ, con la sola differenza che il coefficiente COEF è modificato in:

$$ELST = \frac{1}{OMEGAR} \cdot 0.5 \cdot \frac{COFNR(NEL)}{\sqrt{|\Delta H|}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.122)$$

per consentire eventuali variazioni della velocità di convergenza.

3.3.15 Subroutine STIFV

STIFV è la subroutine a cui è stato attribuito il compito di valutare il coefficiente M_i di ciascun tronco speciale pompa e di costruire la relativa matrice locale.

Poiché con la versione attuale del modello ora si è in grado di riprodurre correttamente anche il comportamento delle valvole di non ritorno, l'idea iniziale era quella di modificare STIFV in modo tale da riuscire ad utilizzare i tronchi pompa in combinazione con i dispositivi di ritegno per schematizzare fedelmente il sistema e riuscire a considerarne, nel rispetto dei vincoli imposti dalla UNI 10779 (2007), anche il funzionamento automatico. A causa della complessità della riproduzione contemporanea dei due dispositivi e dell'incapacità da parte del modello di simulare anche il comportamento delle casse d'aria, solitamente presenti negli impianti di sollevamento, aspetto che limiterebbe i benefici ottenuti con la prima delle due modifiche, allora, si è deciso di apportare solamente la seconda.

Rispetto alla precedente versione, questo sottoprogramma è stato notevolmente semplificato. Il calcolo del coefficiente α avviene ancora successivamente alla valutazione del salto di pressione $\Delta H_{NEL} = H(N2) - H(N1)$ vigente tra il nodo di monte N1 e di valle N2 del dispositivo NEL al quale si sta facendo riferimento ma una sola volta, durante la determinazione della soluzione di primo tentativo, e attraverso la subroutine PRESS.

Se $ISTEP \geq 0$, anziché richiamare PRESS, STIFV passa direttamente al controllo di α per decidere quale espressione utilizzare per calcolare il coefficiente associato al tronco speciale in esame.

Se α è nullo la pompa risulta spenta per cui, dato che non viene sollevata alcuna portata, il coefficiente M_{NEL} è posto pari a zero. Nel caso in cui invece α sia positivo, la pompa potrebbe essere in fase di spegnimento, di avviamento o di regime ma comunque

sempre attiva per cui M_{NEL} , in accordo con quanto asserito nel sottoparagrafo 4.2.2, è valutato come:

$$COEF = M_{NEL} = \frac{\alpha a_1 + \sqrt{(\alpha a_1)^2 - 4a_2(\alpha^2 H_s - \Delta H_{NEL})}}{2a_2 \Delta H_{NEL}} \quad (3.123)$$

Poichè la pompa non riesce a fornire una prevalenza superiore ad $HESSEV(NEL)$, a monte di questa operazione STIFV esegue anche un controllo sul valore assunto dalla quota piezometrica $H(N2)$.

Se $(ALFA(NEL)^2 \cdot HESSEV(NEL) - DH)$ risulta maggiore di zero, cioè se al nodo di valle del dispositivo si rileva una pressione (in metri) inferiore a quella che lo stesso è in grado di produrre, il calcolo del coefficiente avviene così come indicato dall'espressione (4.123). In caso contrario, se la pompa è a regime e ne è previsto l'arresto, o se è in fase di avviamento ed ha già cominciato ad immettere portata in rete, si ipotizza che la perturbazione venga completamente riflessa, imponendo al suo nodo di valle N2 la massima quota piezometrica che lo stesso dispositivo è in grado di garantire con il regime corrente di funzionamento:

$$H(N2) = H(N1) + ALFA(NEL)^2 \cdot HESSEV(NEL) \quad (3.124)$$

ed annullando COEF.

Affinchè questa soluzione consenta allo schema iterativo di giungere a convergenza, a partire dalla terza iterazione, si è scelto di fissare la quota piezometrica $H(N2)$, definita dalla relazione (4.124), come ulteriore condizione al contorno di carico imposto. In questo modo, negli istanti successivi a quello in cui si verifica per la prima volta la suddetta situazione, si riesce ad assicurare la variabilità della piezometrica al nodo N2; contrariamente a quanto accadeva con la precedente versione per la quale, in previsione di uno spegnimento, il valore di $H(N2)$ definito dalla (4.124) era imposto anche per tutto il resto della simulazione. Per fare ciò, STIFV incrementa di un'unità il numero di nodi NBNV di quota piezometrica nota e aggiorna il vettore RENOV con il nuovo carico $H(N2)$.

Quando la pompa si trova in condizioni di regime e ne è previsto lo spegnimento, o quando si sta avviando ma non ha ancora cominciato ad immettere portata in rete, invece, non si pone alcuna condizione sulla quota piezometrica $H(N2)$ ma si annulla

semplicemente il coefficiente.

Per decidere se sia già cominciata l'immissione di portata o meno, si fa riferimento al valore assunto da un indice imposto, inizialmente pari a zero, in INPUT e poi modificato durante il calcolo della soluzione iniziale ad ogni passo temporale di calcolo: KODAIN(NEL); unitario nel primo caso, nullo nel secondo.

Una volta calcolato COEF, viene assemblata la matrice locale d'elemento ELST come:

$$ELST = COEF \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.125)$$

Infine, coerentemente con quanto è stato fatto in VNRV, prima di passare nuovamente il controllo al programma principale, STIFV valuta la portata dell'elemento pompa, ELRP(NEL):

$$ELRP(NEL) = COEF \cdot (H(N1) - H(N2)) \quad (3.126)$$

necessaria a SOLUT per costruire il vettore RENOD delle portate nodali, che sarà utilizzato da IDRAV per imporre correttamente la condizione al contorno di nodo speciale idrante nell'istante successivo.

3.3.16 Subroutine PRESS

PRESS è stato inserito per riprodurre il funzionamento dei pressostati di ciascun tronco pompa in modo tale da riuscire a considerarne anche il comportamento automatico. Ha quindi il compito di valutare se avviare, mantenere attivo o spegnere il dispositivo NEL a cui si sta facendo riferimento in STIFV, sulla base dei valori assunti dalla quota piezometrica al suo nodo di valle N2 e dello stato che lo stesso dispositivo presenta nell'istante precedente.

Per semplificare e rendere più comprensibile la struttura del codice di calcolo, all'interno di questo sottoprogramma sono state inserite anche le sequenze di istruzioni relative al calcolo del coefficiente α . Di conseguenza, per coerenza, si è deciso di inserire anche le istruzioni necessarie alla definizione del regime di funzionamento delle pompe in presenza di manovre forzate.

Per decidere a quale di queste sequenze di istruzioni fare riferimento, una volta individuato l'indice del nodo di valle della pompa NEL in esame, PRESS controlla il numero di manovre NMAN(NEL) per essa previste.

In assenza di manovre ($NMAN(NEL) \leq 0$) il funzionamento scelto per il dispositivo potrebbe essere manuale o automatico, a seconda che si voglia mantenerne invariato il comportamento o che lo si voglia considerare variabile in funzione della pressione vigente al suo nodo di valle. Mentre nel primo caso quindi lo stato dell'elemento NEL, KODA(NEL), e il suo numero di giri non cambiano rispetto alla condizione stazionaria iniziale, durante la quale sono posti rispettivamente pari a 0 e 1, o viceversa, in relazione al fatto che l'elemento speciale sia attivo o meno, nel secondo possono assumere valori diversi nel tempo in funzione della fase in cui si trova la pompa e alla tipologia della stessa.

Affinché tali parametri possano essere valutati correttamente, il codice di calcolo pone una serie di controlli sia sullo stato che la pompa presenta nell'istante precedente che sul valore assunto dalle due grandezze caratteristiche: TAVV(NEL) e TARR(NEL); rappresentanti rispettivamente l'istante in cui si verifica l'avviamento della pompa, perché il carico medio TESTH(NEL) al nodo di valle, misurato sul prefissato intervallo temporale di calcolo TEMP(NEL) a partire dall'istante al quale si rileva una piezometrica H(N2) inferiore o uguale al valore di taratura del pressostato (PMIN(NEL)), è anch'essa minore di PMIN(NEL), e quello in cui invece comincia l'arresto della stessa, perché H(N2) si è mantenuta costantemente al di sopra di PMIN(NEL) per 20 minuti consecutivi³.

Se KODA(NEL)=0 la pompa si considera attiva per cui PRESS, in ordine, verifica TAVV(NEL) e TARR(NEL) per capire in quale situazione si trovi: se a regime, se in fase di avviamento o in quella di spegnimento.

³La durata dell'intervallo temporale che deve trascorre affinché possa avvenire lo stacco automatico delle pompe è definita dalla norma UNI 10779(2007) che, in Appendice A.1.2 riporta quanto segue:

“... Ove ritenuto necessario, per attività non costantemente presidiate, è ammesso l'arresto automatico, sempre che il sistema di pompaggio sia ad esclusivo utilizzo della rete di idranti. In tal caso l'arresto automatico può avvenire dopo che la pressione si sia mantenuta costantemente al di sopra della pressione di avviamento della pompa stessa per almeno 20 minuti.”

Quando TAVV(NEL) e TARR(NEL) sono entrambi nulli significa che non si è ancora verificata la condizione per la quale la pompa cominci a spegnersi autonomamente, per cui ALFA(NEL) è posto pari a 1, a sottolinearne la condizione di regime. Contemporaneamente PRESS aggiorna l'intervallo temporale trascorso dal momento in cui viene rilevata una pressione $H(N2) > PMIN(NEL)$, TSTOP(NEL), incrementandolo di un Δt , se nell'istante precedente $H(N2) > PMIN(NEL)$, o annullandolo in caso contrario.

Se invece TARR(NEL) è diverso da zero significa che in uno degli istanti precedenti TSTOP(NEL) ha raggiunto il valore di 1200 [s] per cui la pompa comincia ad arrestarsi e, di conseguenza, il numero di giri comincia a ridursi linearmente fino al completo annullamento; situazione per la quale si verifica lo spegnimento del dispositivo (KODA(NEL)=1) e l'annullamento delle componenti TARR(NEL) e TSTOP(NEL). In questi casi, in accordo con quanto indicato nel sottoparagrafo 4.2.2, la variazione di α è calcolata come:

$$ALFA(NEL) = 1 - \frac{T - TARR(NEL)}{TEMAR(NEL)} \quad (3.127)$$

dove TEMAR(NEL) è la durata prevista per la manovra di spegnimento, imposta come dato di input dall'utente.

Nel caso in cui sia TAVV(NEL) ad essere diverso da zero, non si è più né in una situazione di regime né di arresto bensì in una fase di avviamento. Si avrà quindi ancora un coefficiente KODA(NEL) pari a zero ma un coefficiente α che ora varia linearmente dal valore nullo a al valore unitario secondo la relazione seguente:

$$ALFA(NEL) = \frac{T - TAVV(NEL)}{TEMAV(NEL)} \quad (3.128)$$

dove TEMAV(NEL), analogamente a TEMAR(NEL) per la fase di spegnimento, è la variabile con cui si definisce la durata della manovra e che deve essere imposta come dato di input.

Se KODA(NEL)=1, la pompa nell'istante precedente è spenta per cui PRESS, così come farebbe pressostato, confronta la piezometrica al suo nodo di valle $H(N2)$ con la pressione minima (di taratura per il pressostato) $PMIN(NEL)$.

Qualora questa risulti minore o uguale a $PMIN(NEL)$, PRESS comincia a memoriz-

zarne i valori per tutta la durata dell'intervallo $TEMP(NEL)$ ⁴. Poiché in questa fase la pompa è ancora spenta ma si sta decidendo se avviarla o meno $KODA(NEL)$ è posto pari a -1. Trascorso $TEMP(NEL)$, se $TESTH(NEL) > PMIN(NEL)$ si verifica l'avvio della pompa per cui $KODA(NEL)$ viene posto pari a 0 e $TAVV(NEL)$ pari a T. Se si dovesse verificare il contrario invece, così come se per $KODA(NEL)=1$ $H(N2) > PMIN(NEL)$, $KODA(NEL)$ viene mantenuto unitario e $ALFA(NEL)$ nullo.

In presenza di manovre forzate, dato che si suppone che si voglia eseguire la manovra per modificare uno specifico funzionamento di regime della pompa, la sequenza di istruzioni a cui fa riferimento $PRESS$ è notevolmente semplificata rispetto a quanto descritto finora ed unica per entrambe le tipologie di pompa.

Una volta individuata la manovra a cui fare riferimento, confrontando gli istanti iniziali $TSTART(NEL,MAN)$ di tutte quelle previste con l'istante corrente T (proprio come si fa per valvole e idranti), il codice ne definisce la tipologia controllando il valore associato alla relativa variabile $KODP(NEL,MAN)$. Se $KODP(NEL,MAN)$ presenta valore unitario, la manovra è di spegnimento per cui fintantoché $T \leq TSTART(NEL,MAN)$ la pompa risulta a regime, $KODA(NEL)$ rimane nullo e $ALFA(NEL)$ unitario mentre se $T > TSTART(MEL,MAN)$, essendo cominciata la manovra, $ALFA(NEL)$ comincia a ridursi linearmente nel tempo con una relazione analoga alla (4.127), sostituendo però $TARR(NEL)$ con $TSTART(NEL,MAN)$. A manovra conclusa ($T = TSTART(MEL,MAN) + TEMAR(NEL)$) α è posto pari a zero mentre $KODA(NEL)$ pari a 1.

Con le manovre di avviamento ($KODP(NEL,MAN)=0$), rispetto a quanto appena indicato per uno spegnimento, si invertono i valori attribuiti ai due parametri pre e post manovra e varia la relazione utilizzata per definire il valore di $ALFA(NEL)$, ora analoga alla (4.128), ma la sequenza di istruzioni è praticamente la stessa. In

Per entrambe le tipologie inoltre, si ha la possibilità di scegliere il comportamento della pompa al termine dell'ultima manovra, proprio come la si ha qualora non ne sia prevista nessuna. Terminate le manovre quindi $PRESS$ potrebbe mantenere invariato lo stato e il numero di giri del dispositivo o riprendere a seguire la sequenza di istruzioni iniziale, associata all'indice $NMAN(NEL)=0$.

⁴La durata dell'intervallo su cui viene misurata la pressione per decidere se avviare o meno le pompe deve essere assunta in modo tale che l'avviamento non possa verificarsi a causa di semplici perturbazioni. Indicativamente quindi $TEMP(NEL)$ dovrebbe essere assunto con un'ampiezza pari a due volte il ritmo della condotta.

3.3.17 Subroutine STIVJ

Questo sottoprogramma costruisce lo jacobiano della matrice locale degli elementi pompa NEL durante la fase non stazionaria. Poichè la variazione del numero di giri di ciascun gruppo di spinta è calcolata una sola volta in STIFV, tramite PRESS, in STIVJ sono presenti solamente le istruzioni utili alla determinazione del coefficiente COEF e alla costruzione dello jacobiano, già descritte in STIFV.

Ovviamente, essendo utilizzato nel calcolo della correzione δH da apportare alla soluzione ottenuta con l'iterazione precedente, cambia l'espressione utilizzata per definire COEF nel caso in cui α risulti maggiore di zero: non si fa più riferimento alla relazione 4.124 ma alla (4.2.2). In particolare, qualora $(ALFA(NEL))^2 \cdot HESSEV(NEL) - DH) \leq 0$, anziché assumere COEF come nullo lo si valuta con la seguente espressione:

$$COEF = \frac{1}{OMEGAR} \frac{\sqrt{(AUNOV(NEL) \cdot ALFA(NEL))^2}}{(AUNOV(NEL) \cdot ALFA(NEL))^2} \quad (3.129)$$

dove OMEGAR è il solito coefficiente di rilassamento che può essere assunto diverso da uno per modificare la velocità di convergenza.

3.3.18 Subroutine SOLUT

Questo sottoprogramma calcola le quote piezometriche e le portate in corrispondenza delle sezioni estreme di ciascun tronco condotta, estendendo così l'analisi del transitorio all'intero campo di moto. Si è deciso allora di attribuire a SOLUT anche il compito di valutare il contributo dei dispositivi presenti, ai nodi cui sono connessi, al fine di determinare le portate nodali indispensabili per la corretta imposizione delle condizioni al contorno di nodo idrante nell'istante successivo; cioè le componenti del vettore RENOD, richieste da IDRAV.

Avendo trascurato le dissipazioni e le differenze tra i carichi cinetici alle confluenze, le sezioni estreme dei tronchi condotta dovrebbero coincidere con i nodi della rete in cui gli stessi elementi confluiscono ma, assumendo che le eventuali perdite localizzate che si verificano al loro interno siano tutte scontate alla sezione di monte, questo avviene per la sola sezione di valle, mentre a monte si considera una sezione fittizia. Di conseguenza, se si indicano con N1 e N2 rispettivamente il nodo di monte e di valle della generica

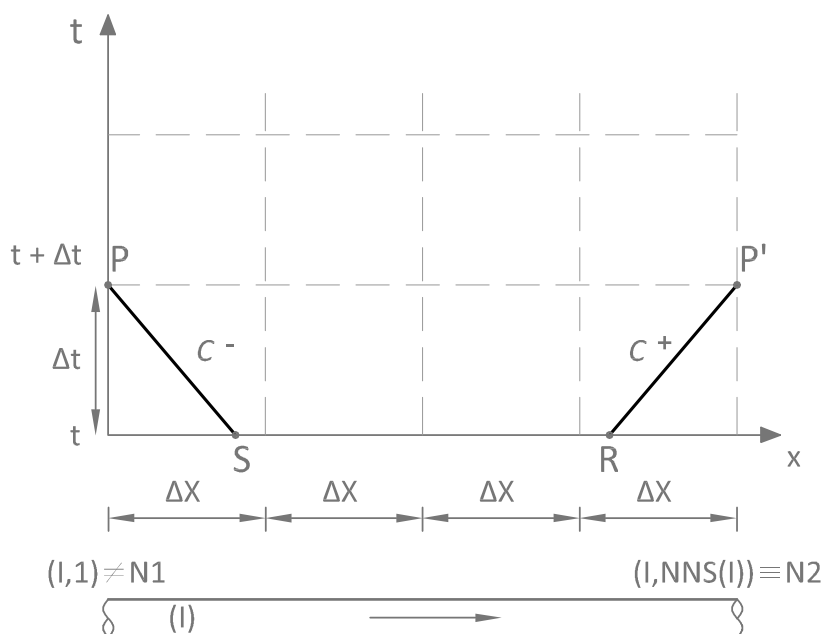


Figura 3.14: Linee caratteristiche passanti per i nodi estremi della condotta I all'istante $t + \Delta t$.

condotta I, la quota piezometrica all'estremità di valle è assunta pari a $H(N2)$, mentre quella all'estremità di monte è assunta pari $H(N1)$ ridotta delle suddette perdite.

Le portate invece, vengono valutate direttamente dalle equazioni di compatibilità, valide lungo le linee caratteristiche passanti per le frontiere della condotta I, una volta definiti i carichi corrispondenti. Nel modello le sezioni estreme di monte e di valle di ciascun elemento sono contraddistinte rispettivamente con gli indici 1 e $NNS(I)$, pertanto, se si considerano le equazioni associate alle caratteristiche C^+ e C^- rappresentate in figura 4.14:

$$H_P = H_S + B_i(Q_P - Q_S) + \zeta R Q_S |Q_S| \quad (3.130)$$

$$H_{P'} = H_R - B_i(Q_{P'} - Q_R) - \zeta R Q_R |Q_R| \quad (3.131)$$

e si riscrivono H_P e $H_{P'}$ come $HP(I,1)$ e $HP(I,NNS(I))$ e Q_P e $Q_{P'}$ come $QP(I,1)$ e $QP(I,NNS(I))$:

$$QP(I, 1) = \frac{1}{B(I)} HP(I, 1) + Q_S - \frac{1}{B(I)} \left[H_S + \zeta(I) RR(I, 1) Q_S |Q_S| \right] \quad (3.132)$$

$$QP(I, NNS(I)) = -\frac{1}{B(I)} HP(I, NNS(I)) + Q_R + \frac{1}{B(I)} \left[H_R + \zeta(I) RR(I, NNS(I)) Q_R |Q_R| \right] \quad (3.133)$$

nelle quali RR è la variabile con cui si rappresenta il coefficiente R nel modello.

È a questo punto che SOLUT si diversifica rispetto alla versione precedente. QP(I,1) e QP(I,NNS(I)) rappresentano i contributi di ciascuna condotta ai nodi della rete e, come tali, sono utilizzati per aggiornare le componenti del vettore RENOD, inizialmente tutte poste pari a zero. Assumendo positivo il flusso che scorre dal nodo di monte N1 al nodo di valle N2 e ricordando che i contributi nodali sono considerati positivi se uscenti dal nodo e negativi se entranti, il sottoprogramma valuta:

$$RENOD(N1) = RENOD(N1) + QP(I, 1) \quad (3.134)$$

$$RENOD(N2) = RENOD(N2) - QP(I, NNS(I)) \quad (3.135)$$

Successivamente SOLUT, sulla base delle portate calcolate in STIFV, VALV e VNRV, definisce i contributi QG, QVA e QNR, di ogni tronco pompa, valvola e valvola di non ritorno e completa il vettore RENOD, coerentemente a quanto indicato per le condotte:

$$RENOD(N1) = RENOD(N1) + QG(I, 1) \quad (3.136)$$

$$RENOD(N2) = RENOD(N2) - QG(I, 2) \quad (3.137)$$

$$RENOD(N1) = RENOD(N1) + QVA(I, 1) \quad (3.138)$$

$$RENOD(N2) = RENOD(N2) - QVA(I, 2) \quad (3.139)$$

e

$$RENOD(N1) = RENOD(N1) + QNR(I, 1) \quad (3.140)$$

$$RENOD(N2) = RENOD(N2) - QNR(I, 2) \quad (3.141)$$

In questo modo si assicurano alle portate nodali degli istanti precedenti (rispetto a quello in esame) gli stessi segni adottati durante la fase di moto permanente per il vettore RENO, garantendone così il loro corretto inserimento in IDRAV.

3.4 File INPUT

Affinché sia garantito il buon esito delle analisi, è indispensabile che i dati di input siano inseriti conformemente a quanto previsto dal modello, in termini di valore, formato ed ordine. Viste le modifiche apportate alla versione originale, nel presente paragrafo viene indicato, in forma di elenco, il modo corretto in cui deve essere compilato il file INPUT.

Il formato con cui vengono acquisite le informazioni è specificato tra parentesi, al termine di ogni voce. Complessivamente si è fatto riferimento a due tipi di formati:

$$(Fn.m) \qquad (In) \qquad (3.142)$$

detti rispettivamente “formato fisso” e “formato intero”; il primo utilizzato per l’acquisizione dei numeri reali di n cifre (compreso il segno), di cui m destinate alla memorizzazione dei decimali, e il secondo per quella dei numeri interi. Per evitare che parte delle cifre decimali non vengano acquisite perchè in numero superiore rispetto a quello previsto per la loro acquisizione, m è stato posto pari a zero, per tutte le variabili di tipo REAL. In questo modo si ha la sicurezza che il codice di calcolo utilizzi tutte le cifre inserite, purché siano ovviamente minori di n e ovviamente di dodici, dato che per i calcoli si ricorre alla doppia precisione.

A maggior chiarimento, nel corso dell’esposizione saranno riportati anche i file input più significativi dei casi che verranno presentati nelle sezioni successive.

3.4.1 Inserimento dei dati

Una volta reperite tutte le informazioni necessarie ad avviare l’analisi, come le caratteristiche topologiche della rete, i tempi delle manovre ecc..., queste devono essere utilizzate per compilare il file di INPUT così come indicato nel seguente schema. Separando un termine dall’altro con la virgola, nell’ordine in cui sono presentati, devono essere inseriti:

- Una riga contenente le informazioni utili all’analisi della condizione stazionaria:
 - il numero di nodi (I10);
 - il numero di elementi condotta (I10);

- il numero di nodi con portata assegnata (I10);
- il numero di nodi con carico imposto (I10);
- il numero di nodi speciali idrante (I10);
- il numero di elementi speciali pompa (I10);
- il numero di elementi speciali valvola (I10);
- il numero di elementi speciali valvola di non ritorno (I10);
- il massimo numero di iterazioni consentite nel procedimento iterativo (I10);
- la tolleranza relativa (F15.0);
- la velocità iniziale [m/s] da utilizzare nel calcolo della soluzione di primo tentativo (F15.0);
- la viscosità cinematica [m^2s^{-1}] (F15.0);

→ Una riga contenente le informazioni utili all'analisi del transitorio:

- il numero di nodi con carico imposto (I10);
- il numero di nodi speciali idrante (I10);
- il numero di elementi speciali pompa (I10);
- il numero di elementi speciali valvola (I10);
- la tolleranza relativa (F15.0);
- il coefficiente di rilassamento. Minore di uno per ridurre la velocità di convergenza del procedimento iterativo, maggiore di uno per ottenere l'effetto contrario(F15.0);
- l'indice di correzione della celerità (F12.0). Maggiore o uguale a zero se si ammette una correzione della celerità e negativo in caso contrario;
- time step di calcolo [s] (F10.0);
- durata della simulazione [s] (F10.0);

→ Un numero di righe pari al numero di elementi condotta, ciascuna contenente:

- indice dell'elemento (I10);

- indice del suo nodo di monte (I10);
- indice del suo nodo di valle (I10);
- diametro [m] (F10.0);
- lunghezza [m] (F10.0);
- scabrezza assoluta [m] (F10.0);
- coefficiente di perdita localizzata (F10.0);
- celerità [m/s] (F10.0);

→ Un numero di righe pari al numero di elementi speciali pompa presenti nel permanente, ciascuna contenente:

- indice dell'elemento speciale pompa (I10);
- indice del suo nodo di monte (I10);
- indice del suo nodo di valle (I10);
- prevalenza di primo tentativo [m] (F24.0);
- coefficiente a_1 [$m^{-2}s$] (F24.0);
- coefficiente a_2 [$m^{-5}s^2$] (F24.0);
- prevalenza massima [m] (F24.0);

→ Un numero di righe pari al numero di elementi speciali valvola presenti nel permanente, ciascuna contenente:

- indice dell'elemento speciale valvola (I10);
- indice del suo nodo di monte (I10);
- indice del suo nodo di valle (I10);
- perdite di carico di primo tentativo [m] (F15.0);
- coefficiente COFVA [$m^{5/2}s^{-1}$] (F15.0);

→ Un numero di righe pari al numero di elementi speciali valvola di non ritorno presenti nel sistema, ciascuna contenente:

- indice dell'elemento speciale valvola (I10);

- indice del suo nodo di monte (I10);
 - indice del suo nodo di valle (I10);
 - verso in cui consente il transito della portata. 1 se dal nodo di monte al nodo di valle (N1->N2), -1 se dal nodo di valle al nodo di monte (N2->N1)
 - perdite di carico di primo tentativo (F15.0);
 - coefficiente COFNR [$m^{5/2}s^{-1}$] (F15.0);
 - velocità limite al di sotto della quale la valvola si chiude;
 - stato iniziale della valvola. 1 se chiusa, 0 se aperta (I10);
- Un numero di righe pari al numero di nodi con portata assegnata nel permanente, ciascuna contenente:
- indice del nodo (I10);
 - portata imposta [mc/s] (F12.0). Assunta con segno positivo se immessa nel nodo e con segno negativo se erogata dallo stesso;
- Un numero di righe pari al numero di nodi con carico imposto nel permanente, ciascuna contenente:
- indice del nodo (I10);
 - quota piezometrica imposta [m] (F10.0);
- Un numero di righe pari al numero di nodi speciali idrante nel permanente, ciascuna contenente:
- indice del nodo (I10);
 - quota piezometrica di primo tentativo [m] (F15.0);
 - coefficiente COFFP [$m^{5/2}s^{-1}$] (F15.0);
- Un numero di righe pari al numero di nodi con carico imposto nel vario, ciascuna contenente:
- indice del nodo (I10);
 - quota piezometrica imposta [m] (F10.0);

- Un numero di righe pari al numero di nodi speciali idrante nel vario, ciascuna contenente:
- indice del nodo (I10);
 - indice dell'idrante (da 1 a NIV) (I10);
 - coefficiente COFFV [$m^{5/2}s^{-1}$] (F15.0);
 - numero di manovre previste (I10); Se il numero di manovre è zero, non devono essere inserite informazioni in merito alle manovre sull'idrante di cui si stanno inserendo le informazioni ma si deve passare a quelle del dispositivo successivo (I12);
- In sequenza, per ogni nodo idrante nel vario, un numero di righe pari al numero di manovre per esso previste, ciascuna contenente:
- indice della manovra (I10);
 - tipo di manovra. 1 se di chiusura, 0 se di apertura (I10);
 - durata della manovra [s] (F10.0);
 - istante d'inizio manovra [s] (F10.0);
- Un numero di righe pari al numero di elementi speciali pompa presenti nel vario, ciascuna contenente:
- indice dell'elemento speciale pompa (I10);
 - indice del suo nodo di monte (I10);
 - indice del suo nodo di valle (I10);
 - tipo di pompa. 1 se elettropompa, -1 se pompa pilota(I10);
 - coefficiente a_1 [$m^{-2}s$] (F24.0);
 - coefficiente a_2 [$m^{-5}s^2$] (F24.0);
 - prevalenza massima [m] (F24.0);
 - stato della pompa durante la fase stazionaria. 1 se la pompa spenta, 0 se la pompa è a regime (I10);
 - durata della manovra di avviamento [s] (F15.0);

- durata della manovra di spegnimento [s] (F15.0);
 - numero di manovre previste. Se il numero di manovre è zero, non devono essere inserite informazioni in merito alle manovre dell'elemento pompa di cui si stanno inserendo le informazioni ma si deve passare a quelle del dispositivo successivo (I10);
 - pressione di taratura del relativo pressostato, per l'avviamento (in termini di quota piezometrica [m]) (F15.0);
 - pressione di taratura del relativo pressostato, per lo spegnimento (in termini di quota piezometrica [m]) (F15.0)⁵;
 - intervallo temporale su cui è valutata la pressione media al nodo di valle della pompa da confrontare con il valore di taratura per decidere se avviare o meno il dispositivo [m] (F15.0);
- In sequenza, per ogni elemento pompa nel vario, un numero di righe pari al numero di manovre per esso previste, ciascuna contenente:
- indice della manovra (I10);
 - tipo di manovra. 1 se di chiusura, 0 se di apertura (I10);
 - istante d'inizio manovra [s] (F10.0);
- Un numero di righe pari al numero di elementi speciali valvola nel vario, ciascuna contenente:
- indice dell'elemento valvola (I12);
 - indice del suo nodo di monte (I12);
 - indice del suo nodo di valle (I12);
 - coefficiente COFVAV [$m^{5/2}s^{-1}$] (F15.0);
 - numero di manovre previste. Se il numero di manovre è zero, non devono essere inserite informazioni in merito alle manovre dell'elemento valvola ma si deve passare a quelle del dispositivo successivo (I12);
 - grado di apertura associato alla condizione di regime (F15.0);

⁵Lo spegnimento delle elettropompe non dipende da tale parametro.

<pre> 1.....20.....40.....80 4, 2, 0, 2, 0, 0, 0, 0, 10000, 0.00001, 0.5, 0.00000101 2, 0, 0, 0, 0.01, 1.0, 0.0, 0.1, 300.0 1, 1, 2, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511 2, 3, 4, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511 1, 50.0 4, 18.0 1, 50.0 4, 18.0 1 </pre>	<pre> 1.....20.....40.....80 4, 2, 0, 2, 0, 0, 1, 0, 10000, 0.00001, 0.5, 0.00000101 2, 0, 0, 1, 0.01, 1.0, 0.0, 0.1, 300.0 1, 1, 2, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511 2, 3, 4, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511 1, 2, 3, 2.0, 0.6030422 1, 50.0 4, 18.0 1, 50.0 4, 18.0 1, 2, 3, 0.6030422, 0, 0.6 1 </pre>
(a)	(b)

Figura 3.15: File input per il sistema del CASO2: valvola rimane chiusa(a), valvola rimane aperta(b).

→ In sequenza, per ogni elemento valvola nel vario, un numero di righe pari al numero di manovre per esso previste, ciascuna contenente:

- indice della manovra (I10);
- stato della valvola all'inizio della manovra (I10);
- grado d'apertura che s'intende raggiungere al termine della manovra (F15.0);
- durata della manovra [s] (F15.0);
- istante d'inizio manovra [s] (F15.0);

→ Una riga contenente:

- l'indice per la stampa dei risultati di ogni iterazione durante l'analisi delle condizioni iniziali. 0 se si è interessati alla sola soluzione finale, 1 se a quelle di tutte le iterazioni.

Le informazioni in merito al comportamento dei tronchi speciali pompa che si intende considerare al termine dell'ultima manovra, o nel caso in cui non ne sia prevista nessuna, invece devono essere inserite direttamente da tastiera. All'avvio del modello, una volta inserito il nome del file input, rispondendo alle domande che compaiono nel prompt di DOS, se si desidera riprodurre il funzionamento automatico della pompa si deve digitare una A, mentre per mantenere lo stato definito con l'ultima manovra (funzionamento manuale) è sufficiente digitare una qualsiasi altra lettera.

Ai fini dell'analisi, oltre ad inserire le informazioni nel modo appena indicato, è anche indispensabile capire quando l'inserimento di tali informazioni sia effettivamente

1.....20.....40.....80	1.....20.....40.....80
4, 2, 0, 1, 1, 0, 0, 1, 10000, 0.00000001, 0.5, 0.00000101	4, 2, 0, 2, 0, 0, 0, 1, 10000, 0.0000001, 0.5, 0.00000101
1, 1, 0, 0, 0.00000001, 0.02, 0.0, 0.005, 400.0	1, 1, 0, 0, 0.0000000001, 0.02, 0.0, 0.01, 400.0
1, 1, 2, 0.500, 600., 0.001, 0.0, 1400.	1, 1, 2, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511
2, 3, 4, 0.500, 600., 0.001, 0.0, 1400.	2, 3, 4, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 1012.511
1, 2, 3, 1, 0.05, 8.087027, 0.005, 0	1, 2, 3, 1, 0.2, 8.087027, 0.1, 1
1, 50.0	1, 50.0
4, 48.0, 0.001389	4, 50.0
1, 50.0	1, 50.0
4, 1, 0.001389, 2	4, 1, 0.044883, 2
1, 1, 0.0001, 0.5	1, 0, 0.5, 0.5
2, 0, 0.0001, 200.0	2, 1, 10.0, 200.0
1	1

le valvole di non ritorno vengono inserite 1 sola volta, anche se inizialmente chiuse

(a)
(b)

Figura 3.16: File input per il sistema del CASO3: con dissipazioni e carico cinetico trascurabili a partire da una situazione di regime(a) e con dissipazioni e carico cinetico non più trascurabili a partire da una situazione di quiete(b).

necessario per riprodurre il comportamento del sistema desiderato. Ciascun dispositivo (valvole, valvole di non ritorno, pompe, idranti. . .) è contraddistinto da una relazione tra quote piezometriche e portata che viene utilizzata dal modello per descriverne il funzionamento ma lo stesso può essere riprodotto fedelmente anche senza che ne siano inseriti i dati relativi.

Ogni tronco speciale infatti, se caratterizzato dall'assenza di flusso, non costituisce altro che una discontinuità all'interno della rete, per cui può essere rappresentato correttamente anche con un'opportuna imposizione delle condizioni al contorno. Ad esempio, se in condizioni di regime una valvola è chiusa, è sufficiente imporre un carico piezometrico ai suoi nodi d'estremità, per il quale risulti nullo il flusso attraverso la stessa e attraverso gli elementi ad essa connessi.

In alternativa, poiché il modello crea il vettore degli apporti nodali esterni con un valore nullo di default, lo stesso risultato si potrebbe ottenere anche se ai suoi nodi non s'imponesse alcuna condizione. Lo stesso vale per la fase di transitorio, durante la quale però la portata nodale nulla è fornita direttamente dal vettore RENO, definito al termine della fase stazionaria. Se si volesse mantenere chiusa la valvola del quinto caso precedentemente esaminato, ad esempio, il file input dovrebbe essere organizzato come indicato in figura 4.15(a).

Qualora sia prevista la variazione delle condizioni operanti di un dispositivo inizialmente chiuso invece, tra i dati di input della fase di moto vario devono esserne inserite anche le relative caratteristiche.

```

1.....20.....40.....60.....80.....
4, 2, 1, 1, 0, 1, 0, 0, 10000, 0.0000001, 0.5, 0.00000101
1, 1, 1, 0, 0.00000001, 1.0, 0.0, 0.01, 200.0
1, 2, 3, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 200.43
2, 3, 4, 0.500, 600., 0.001276, 0.0, 200.43
1, 1, 2, 40., -72.47442807, -215.05114386, 100.0
4, -0.294524
1, 0.0
1, 0.0
4, 1, 0.0404323, 2
1, 1, 10.0, 0.5
2, 0, 10.0, 100.0
1, 1, 2, 1, -72.47442807, -215.05114386, 100.0, 0, 2.5, 2.5, 0, 41.0, 70.0, 7.0
1

```

se le pompe sono adibite al servizio
antincendio può essere imposto un qualsiasi
valore perché il loro spegnimento non
dipende da PMAX

Figura 3.17: File input per il sistema del CASO4: Chusura(0.5 [s])-apertura(100 [s]) dell'idrante al nodo 4 mantenendo attiva la pompa per tutta la simulazione.

Se inizialmente i dispositivi sono a regime inoltre, per riprodurre correttamente il comportamento durante il transitorio, è necessario riportarne le caratteristiche anche nel caso in cui, per essi, non sia prevista alcuna manovra. In figura 4.15(b) viene messo in evidenza proprio questo aspetto.

Le valvole di non ritorno sono gli unici tronchi speciali ad essere inseriti una sola volta, prima dell'imposizione delle condizioni al contorno (di portata assegnata, carico imposto e nodo idrante) della fase stazionaria, anche nel caso in cui siano inizialmente chiuse. A differenza degli altri elementi infatti, il loro funzionamento dipende dalle caratteristiche del campo di moto, non può essere imposto con una manovra, per cui, non è necessario reinserirne i dati anche per l'analisi del transitorio.

Tra i dispositivi analizzabili gli idranti sono i soli ad essere schematizzati come nodi speciali e come tali, per l'analisi del transitorio, devono essere inseriti tra i dati di input con tutte le informazioni utili a descriverne il comportamento, anche in assenza di manovre. È solamente nella determinazione delle condizioni iniziali che il loro funzionamento può essere riprodotto imponendo il carico H_0 o la portata Q_0 , con i quali è stato definito il relativo coefficiente COFFP che ne contraddistingue la relazione $Q = f(H)$, interpretandoli cioè come semplici nodi.

Infine attenzione deve essere posta anche nella scelta del nome dei file input e output che non devono superare i venti caratteri alfanumerici, estensione compresa.

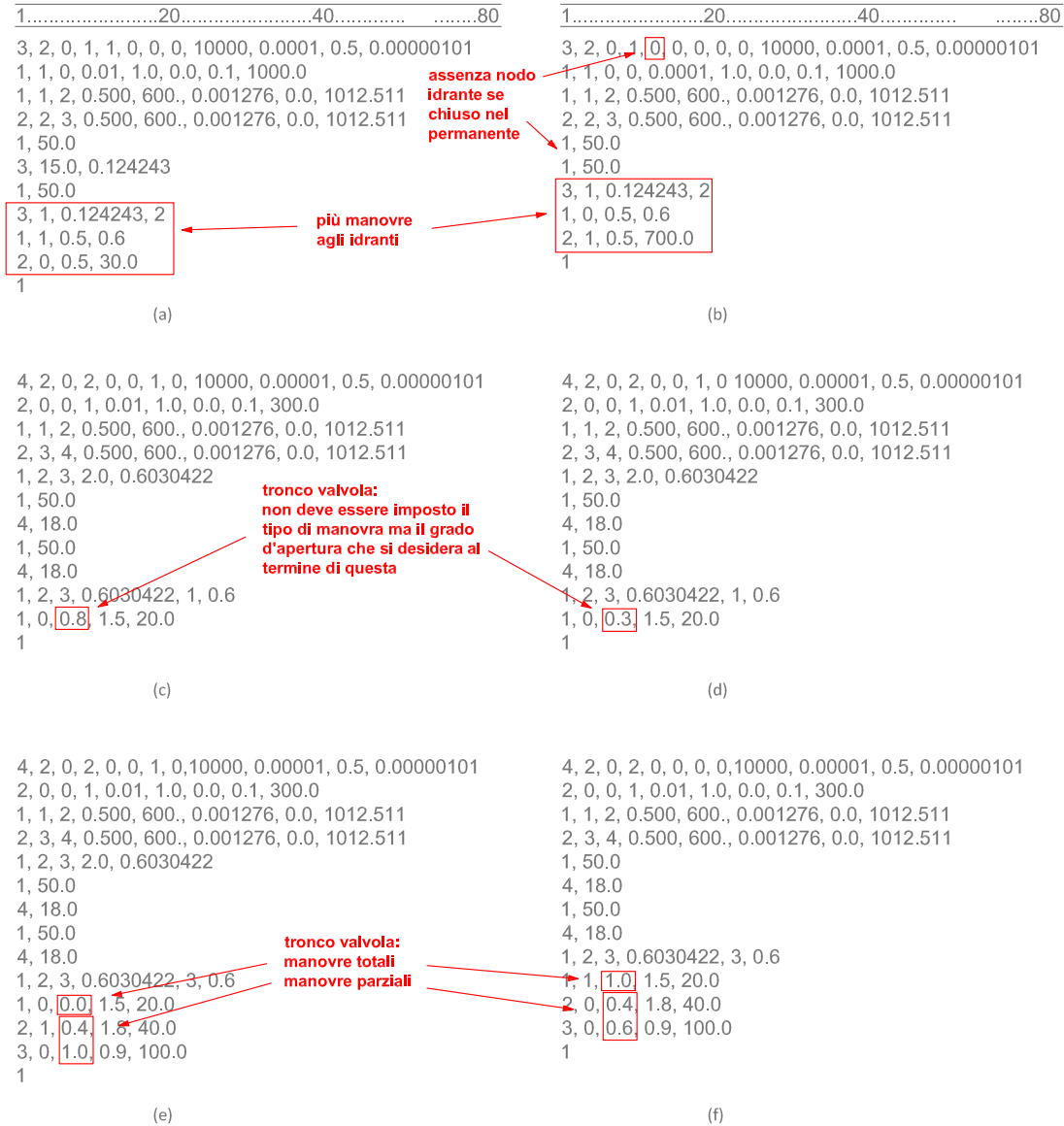


Figura 3.18: File input per il sistema del CASO1: manovre multiple all'idrante a partire da una condizione di regime(a) e di quiete(b). File input per il sistema del CASO2: apertura parziale del tronco valvola(c), chiusura parziale (d), manovre multiple a partire da una condizione di regime(e) e di quiete(f).

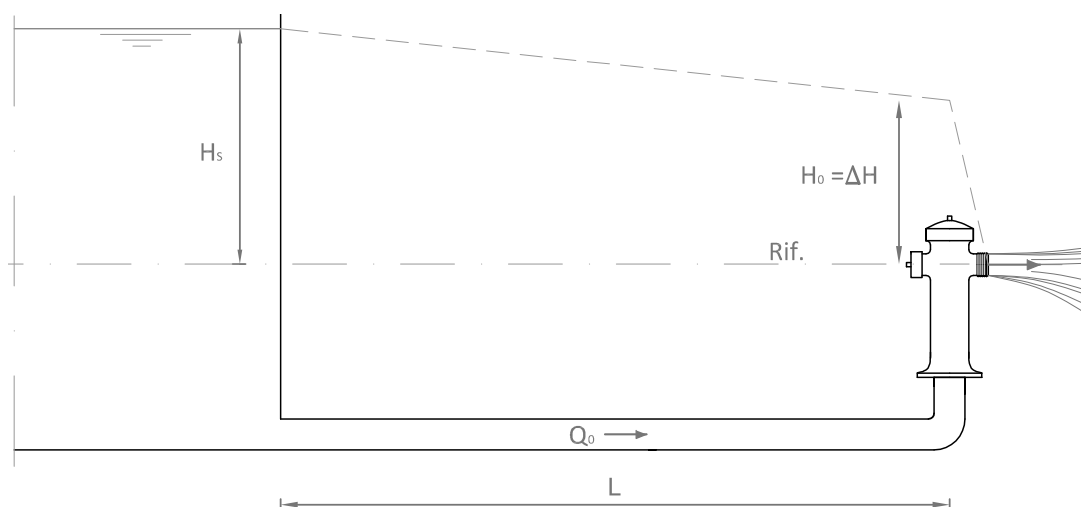


Figura 3.19: Sistema serbatoio-condotta-idrante

3.5 Analisi d’affidabilità e ulteriori modifiche

Prima di procedere con la fase di taratura, indispensabile per riuscire a riprodurre fedelmente il comportamento idraulico della rete antincendio di Venezia e riuscire a condurre le successive analisi sui fenomeni transitori che la contraddistinguono, il modello è stato testato su dei casi molto semplici per verificarne l’affidabilità e validare le modifiche apportate.

In questo paragrafo si riportano i test effettuati, con dati e risultati esposti con tutte le cifre significative utilizzate nel calcolo, affinché sia possibile riprodurli senza incertezze.

3.5.1 CASO 1: serbatoio - condotta - idrante. Modifica di COERE e di SUDDI

Come primo caso, si è pensato di analizzare i fenomeni transitori prodotti dalla variazione delle condizioni operanti di un dispositivo di controllo, presente nel più semplice dei sistemi possibili, per riuscire facilmente a verificare quanto affermato nel paragrafo 3.3, a proposito dell’incidenza della discretizzazione sui risultati. Il sistema è quello illustrato in figura 4.19, costituito da un serbatoio e da una lunga condotta di scarico, alla cui sezione terminale di valle è collegato un idrante.

Il serbatoio è stato assunto di estensione notevole così da poter trascurare le modeste variazioni di quota della sua superficie libera, conseguenti alla derivazione di una portata Q_0 .

La condotta è stata assunta in acciaio, con una scabrezza di $0.001276[m]$, una lunghezza di $1200[m]$, un diametro D di $0.5[m]$ e uno spessore di $0.005[m]$. Con tali caratteristiche e assumendo, per l'acqua e per il materiale, dei moduli di elasticità rispettivamente di $2[GPa]$ e $210[GPa]$, è stata stimata una celerità di propagazione delle perturbazioni di pressione di $1012.511[m/s]$.

All'idrante è stato attribuito un coefficiente d'emitter tale da consentire, in condizioni di massima apertura, l'efflusso di una portata Q_0 di $0.589049[m^3/s]$. In base a quanto definito dalla relazione (3.59) pertanto, si è dovuto calcolare preventivamente la quota piezometrica H_0 gravante sulla sezione immediatamente a monte del dispositivo, associata a questa stessa portata. Con i dati a disposizione, il numero di resistenza f risulta pari a 0.025 per cui, fissato un riferimento coincidente con l'asse della sezione di sbocco ed assunto, per il serbatoio, un livello costante H_S di $50[m]$ sullo stesso, per determinare H_0 è sufficiente risolvere il seguente bilancio energetico:

$$H_0 = H_S - \frac{8\lambda}{g\pi^2 D^5} Q_0^2 = 22.478[m] \quad (3.143)$$

Come coefficiente d'emitter quindi è stato assunto:

$$COFFP = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} = \frac{0.589049}{\sqrt{22.478}} = 0.124243[m^{5/2}s^{-1}] \quad (3.144)$$

La figura 4.20 mette in evidenza la schematizzazione del sistema adottata per l'analisi del problema, le condizioni al contorno imposte per definirne le condizioni iniziali e i file di input utilizzati per simulare le manovre di apertura e chiusura dell'idrante. Volendo, per questo sistema, si sarebbe potuto ricorrere ad uno schema ancora più semplice, costituito da due soli nodi ed un elemento, però, non si sarebbe riusciti a verificare la quota piezometrica di partenza in nessun punto interno della condotta. Per avere maggiori elementi di confronto allora si è preferito optare per lo schema a due tronchi e tre nodi.

Il serbatoio è rappresentato dal nodo 1 al quale, vistane la costanza del livello, è stata associata la condizione al contorno di carico imposto, per entrambi i tipi di

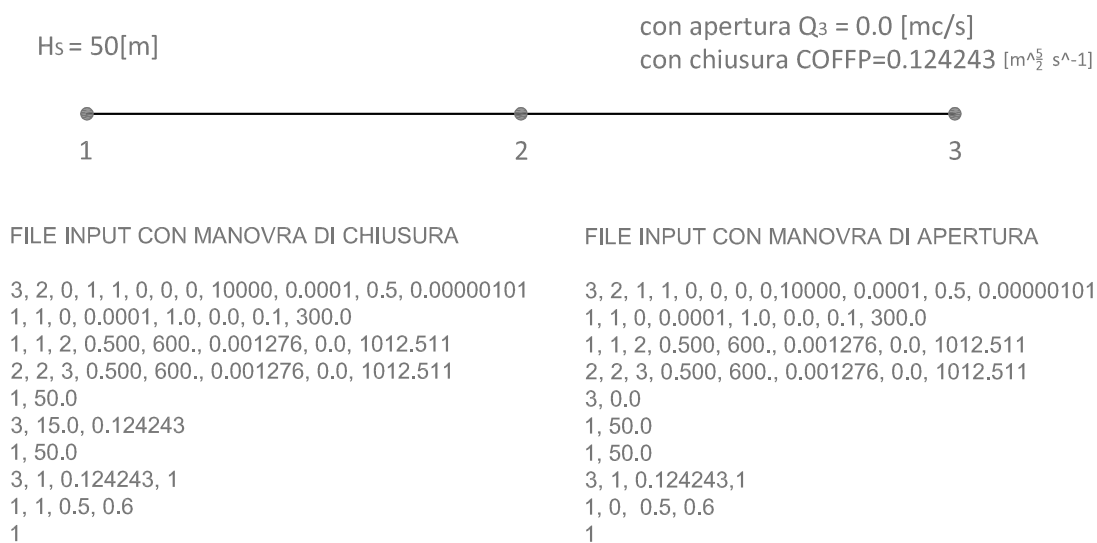


Figura 3.20: Schematizzazione del sistema e file di input utilizzati

manovra. Il nodo 3 invece, può essere visto in modi diversi a seconda della condizione iniziale che si desidera riprodurre: con una manovra di apertura, partendo da una condizione di quiete, al nodo 3 è stato associato un valore nullo di portata (Q_3); con una manovra di chiusura invece, è stato interpretato come nodo idrante per cui gli è stato attribuito un coefficiente d'emitter (si sarebbe potuta ottenere un'analogia situazione di regime imponendovi il valore di portata Q_0).

Attraverso le prime simulazioni, con i diversi dati di input presentati, è stata constatata una diversa affidabilità del modello tra l'analisi della condizione stazionaria e quella del transitorio.

La tabella 4.1 mette a confronto le quote piezometriche che si dovrebbero verificare con la situazione di regime e quelle determinate dal codice di calcolo. Nella sezione intermedia e in quella terminale di valle, le differenze tra valori attesi e valori calcolati sono rispettivamente di 2[cm] e 5[cm], equivalenti a degli errori dello 0.07% e 0.15%.

Pertanto, per quanto riguarda la determinazione delle condizioni iniziali, il modello non presenta alcun problema anzi, riesce a giungere ad una soluzione molto precisa sia in presenza che in assenza di flusso, situazione, quest'ultima, per la quale si verifica la piena coincidenza tra valori attesi e calcolati.

Per l'analisi della condizione non stazionaria, quella a cui dovrebbe effettivamente servire, il modello invece non riesce a portare a termine la simulazione, arrendendola

Tabella 3.1: Manovra di chiusura: confronto tra i valori attesi e i valori calcolati con il modello

NODO	2		3	
H[m]	valore atteso	valore calcolato	valore atteso	valore calcolato
	36.239	36.2130	22.478	22.426

non appena si verifichi una portata nodale nulla, ovvero al termine della manovra di chiusura e sin dall'istante iniziale per l'apertura.

Il problema è dovuto alla sequenza di istruzioni che portano alla determinazione del numero di resistenza, indispensabile per il calcolo del coefficiente R , e quindi del termine dissipativo, che compare all'interno della forma integrata delle equazioni di compatibilità (3.30) e (3.31).

Il modello calcola iterativamente f per mezzo della formula di Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re\sqrt{f}} + \frac{e}{3.71D} \right) \quad (e = \text{scabrezza}, D = \text{diametro}) \quad (3.145)$$

per ogni nodo e ad ogni passo temporale, utilizzando le portate nodali dell'istante precedente. Per evitare di lavorare con numeri di Reynolds nulli, a causa dei quali non si riuscirebbero ad ottenere dei valori finiti quindi, a monte di questa operazione il codice pone un controllo su Q in modo che, se dovesse risultare inferiore a un valore soglia di un millesimo di litro, sia posta pari a $0.000001[mc/s]$.

Questo modo di procedere però, non è corretto perché il buon funzionamento del codice viene a dipendere dalle caratteristiche geometriche ed idrauliche degli elementi del sistema in esame. Analogamente a quanto è accaduto per il caso analizzato infatti, si potrebbero presentare dei diametri e delle scabrezze a causa dei quali, con $0.000001[mc/s]$, il segno dell'argomento della funzione logaritmica risulterebbe negativo, costringendo il modello ad interrompere l'analisi, per il mancato rispetto della condizione d'esistenza della formula di Colebrook-White.

Il campo di validità di questa relazione è limitato alle sole correnti dal carattere prettamente turbolento, contraddistinte cioè da numeri di Reynolds maggiori di 4000, per cui non sarebbe corretto utilizzarla in presenza di portate molto piccole, con le

quali invece si entra nel campo dei moti laminari.

Si riuscirebbero ad ottenere ugualmente dei numeri di resistenza finiti ma decisamente superiori ai valori limite fisicamente verificati (il massimo valore rappresentato nel diagramma di Moody è 0.1), col rischio di compromettere l'intera analisi, in mancanza di un'accorta discretizzazione, o addirittura di renderla instabile, a causa della maggior rilevanza degli errori introdotti con l'approssimazione del termine dissipativo.

Per tale motivo, intervenire facendo semplicemente determinare al modello un valore soglia compatibile con le caratteristiche degli elementi del sistema in esame, da adottare in luogo di $0.000001[mc/s]$, e continuare ad utilizzare questo schema di calcolo, non risolverebbe il problema.

Allora si è deciso di modificare le istruzioni per il calcolo di f introducendo una subroutine apposita, chiamata COLWH, che ne riproduca fedelmente il comportamento descritto nel diagramma di Moody. Ora il modello calcola il numero di resistenza con la relazione lineare tipica dei moti laminari, $f = 64/Re$, assumendolo come definitivo solamente nel caso in cui il numero di Reynolds, precedentemente valutato, dovesse risultare inferiore a 2000. In caso contrario, f è assunto come valore di primo tentativo per avviare la procedura iterativa con la formula di Colebrook-White.

Necessitando ancora di numeri di Reynolds in modulo diversi da zero, per le portate è stato mantenuto il valore soglia di $0.000001[mc/s]$. Questo ha richiesto l'imposizione di un limite per lo stesso numero di resistenza che altrimenti risulterebbe ben superiore all'unità. Come valore limite, per f è stato assunto 0.08, essendo questo il massimo valore a cui lo stesso tende, in presenza di tubazioni dotate della massima scabrezza relativa plausibile (0.05).

È grazie a questo ulteriore controllo inoltre, che in corrispondenza della zona critica ($Re = 2000 \div 4000$), in cui possono coesistere sia il moto laminare che quello turbolento, è possibile fare riferimento alla sola formula di Colebrook-White.

L'analisi dei fenomeni di moto vario potrebbe essere condotta anche assumendo un numero di resistenza costante e pari al valore che lo stesso assume durante la fase stazionaria, perché si otterrebbero dei risultati molto simili a quelli ottenuti considerandolo variabile in funzione della portata. Vistane la modestissima entità, l'errore introdotto con l'approssimazione del termine dissipativo risulterebbe ininfluenza anche in presenza d'intervalli spaziali di notevole ampiezza, per cui le soluzioni risulterebbero molto precise. Tuttavia, lavorare con f costante, non sarebbe fisicamente corretto

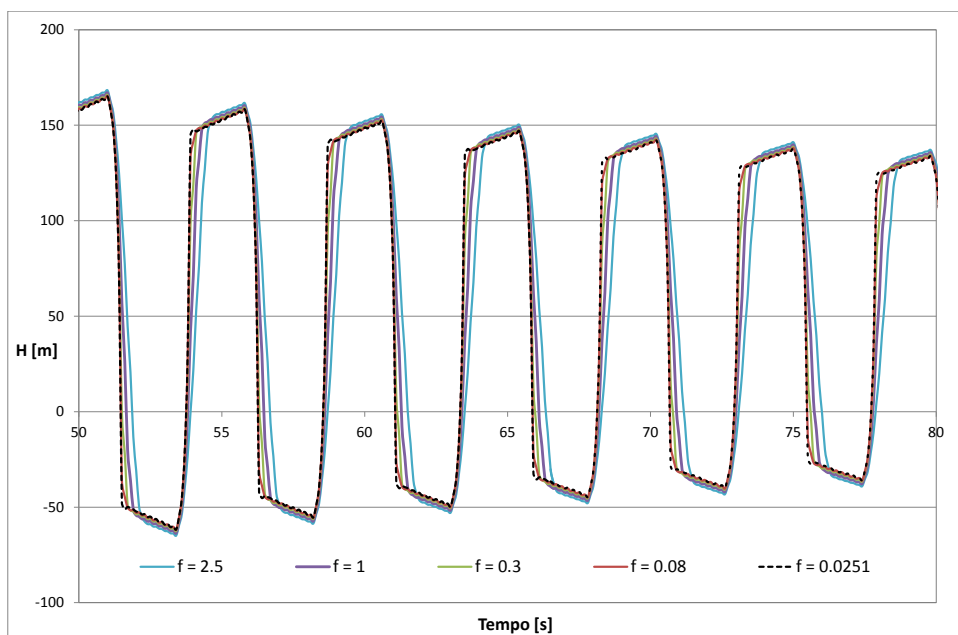


Figura 3.21: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.1 [s]

perché una riduzione di flusso dovrebbe corrispondere ad un incremento della resistenza d'attrito, così come ad un aumento di flusso dovrebbe corrispondere una sua riduzione.

Garantendo un'elevata affidabilità dei risultati però, si è scelto di utilizzarlo come valore soglia, al posto di 0.08, per ottenere una soluzione di riferimento con cui verificare la bontà della correzione proposta e dell'approssimazione della forma integrata delle equazioni di compatibilità.

In figura 4.21 sono riportate le oscillazioni della quota piezometrica, valutate in corrispondenza della sezione terminale di valle a seguito di una rapida manovra di chiusura all'idrante.

Per rendere più facilmente visibile l'influenza del valore limite del numero di resistenza sui risultati, le simulazioni sono state condotte con un passo temporale di 0.1[s], corrispondente ad un $\Delta x = 100[m]$ (quindi abbastanza importante). A supporto della rappresentazione grafica degli andamenti di H viene riportata anche la tabella 4.2, contenente il valore assunto dal termine di sinistra della relazione (3.43) e l'ampiezza massima di cui dovrebbero essere dotati gli intervalli affinché sia garantita un'adeguata accuratezza dell'analisi.

Tabella 3.2: Valori assunti dal coefficiente $(f\Delta Q)/(2ADa)$ con $\Delta x = 100.0[m]$ e massima ampiezza degli intervalli spaziali per ottenere soluzioni sufficientemente precise al variare di f

$\Delta x = 100 [m]$	f limite						
	0.0251	0.08	0.3	1	2.5	10	25
$(\lambda Q\Delta x)/(2ADa)$	0.0074	0.0237	0.0889	0.2963	0.7407	2.9629	7.4073
$\Delta x_{\max} [m]$	2016.951	632.818	168.752	50.625	20.250	5.063	2.025

A parità di grado di dettaglio, ad un aumento di f corrisponde un maggior scostamento delle soluzioni dal valore atteso (rappresentato con linea tratteggiata) e di conseguenza una minor precisione di calcolo; comportamento tra l’altro confermato anche dall’aumento del coefficiente $(f\Delta x Q)/(2ADa)$.

I valori evidenziati in rosso sono rappresentativi di quei numeri di resistenza per i quali si verifica l’instabilità dell’analisi, a causa del mancato rispetto della condizione imposta dalla relazione (3.43). Il grassetto invece, serve a contraddistinguere i fattori d’attrito che rendono poco affidabili i risultati ottenuti, per via dell’eccessiva ampiezza degli intervalli adottati.

Il motivo per cui non sono state rappresentate le soluzioni con f pari a 10 e a 25 è dovuto all’interruzione della simulazione per il verificarsi di un problema di *overflow*, provocato dalla continua amplificazione degli errori, introdotti con l’approssimazione del termine dissipativo, ad ogni istante temporale.

Affinchè le soluzioni risultino meno sensibili al valore assunto dal numero di resistenza, è necessario ricorrere a passi di calcolo temporali molto piccoli. Come denota la tabella 4.3 infatti, con un $\Delta t = 0.01[s]$, ed un corrispondente Δx di $10.17[m]$, il modello riesce a portare a termine le simulazioni anche per numeri di resistenza pari a 10 e 25, anche se con una minore precisione.

Tabella 3.3: Valori assunti dal coefficiente $(f\Delta Q)/(2ADa)$ con $\Delta x = 10.17[m]$ e massima ampiezza degli intervalli spaziali per ottenere soluzioni sufficientemente precise al variare di f

$\Delta x = 10.17 [m]$	f limite						
	0.0251	0.08	0.3	1	2.5	10	25
$(\lambda Q\Delta x)/(2ADa)$	0.0008	0.0024	0.0090	0.0301	0.0753	0.3013	0.7533
$\Delta x_{\max} [m]$	2016.951	632.818	168.752	50.625	20.250	5.063	2.025

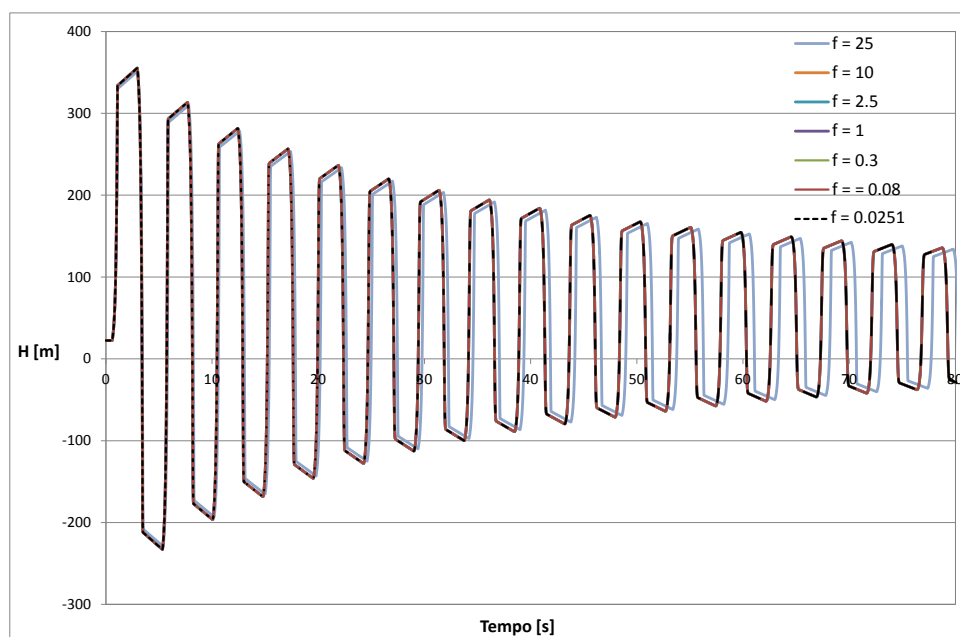


Figura 3.22: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.01 [s]

Gli unici scostamenti dall'andamento atteso, in figura 4.22, si verificano per un f di 25, a causa del quale si rileva anche una maggiore velocità di attenuazione delle onde di pressione.

Come ulteriore conferma di quanto il numero di resistenza assunto possa influire sull'accuratezza dei risultati, in relazione al livello di discretizzazione scelto, vengono riportate anche la figura 4.23 e la tabella 4.4, rappresentative di un Δt e di un Δx rispettivamente di 0.3[s] e 300[m]. L'incremento del passo temporale, da 0.1[s] a 0.3[s], altera significativamente l'analisi, trasformando i lievi smussamenti che contraddistinguono gli andamenti di figura 4.21 in veri e propri scostamenti, modificando anche la velocità d'attenuazione delle perturbazioni, per maggiori valori di f .

L'unica soluzione ancora accettabile è quella ottenuta con il numero di resistenza limite imposto di default dal modello, la sola a presentare ancora $(f\Delta Q)/(2ADa) < 0.15$.

In presenza di manovre lente, il valore di f influisce molto meno sui risultati e, come denota la figura 4.24, le sole differenze che si riscontrano sono quelle nella velocità d'attenuazione delle onde di pressione, per valori del numero di resistenza di tre ordini di grandezza superiore alla norma. Le modeste perturbazioni prodotte

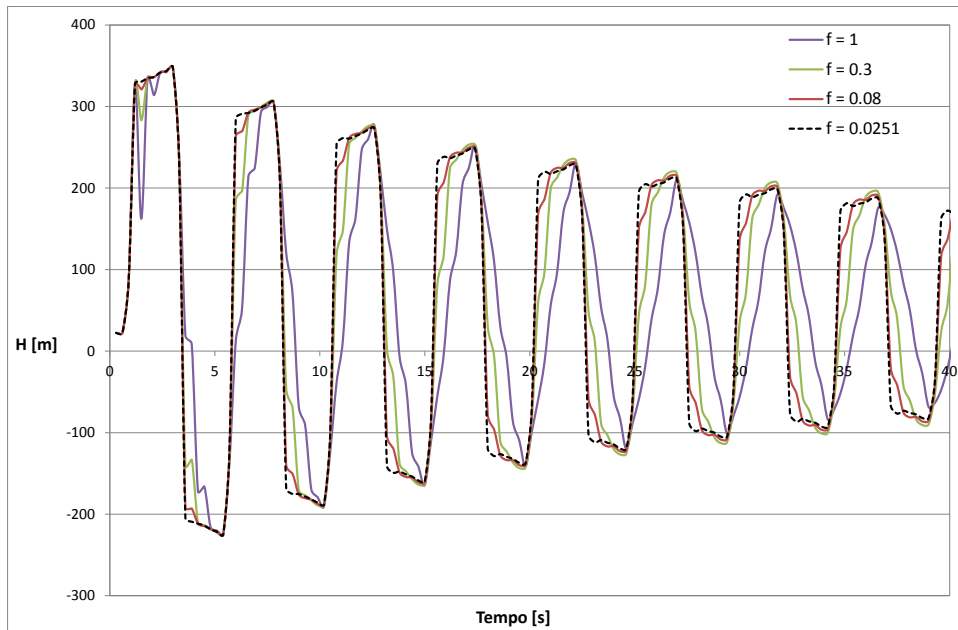


Figura 3.23: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite, con un Δt di 0.3 [s]

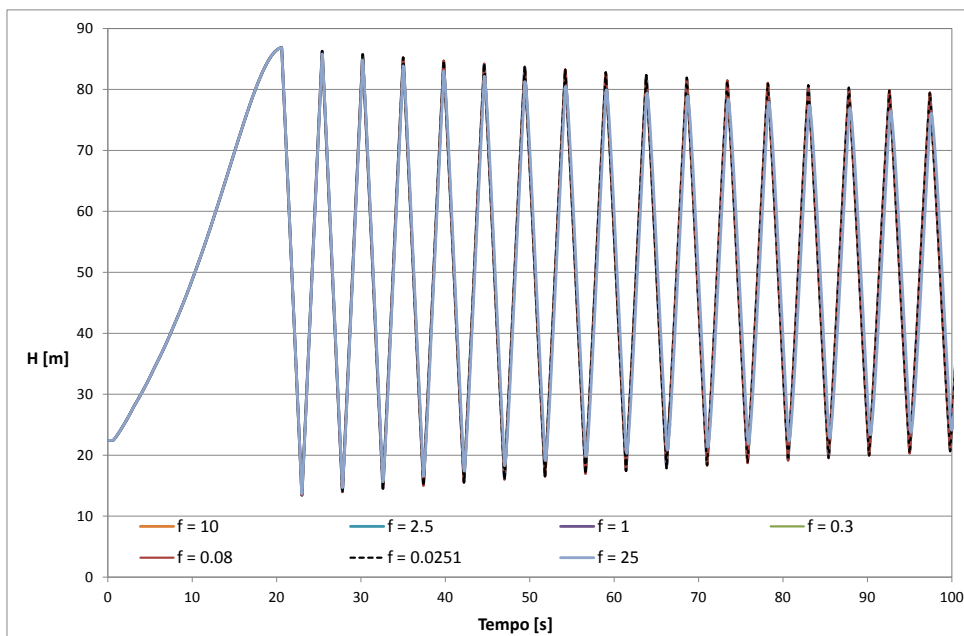


Figura 3.24: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche, prodotti da una chiusura lenta, al variare di f limite e con un Δt di 0.1 [s].

Tabella 3.4: Valori assunti dal coefficiente $(f\Delta Q)/(2ADa)$ con $\Delta x = 300[m]$ e massima ampiezza degli intervalli spaziali per ottenere soluzioni sufficientemente precise al variare di f

$\Delta x = 300 [m]$	f limite						
	0.0251	0.08	0.3	1	2.5	10	25
$(\lambda Q \Delta x)/(2ADa)$	0.0223	0.0711	0.2667	0.8889	2.2222	8.8888	22.2220
$\Delta x_{\max} [m]$	2016.951	632.818	168.752	50.625	20.250	5.063	2.025

dalla graduale variazione del grado di apertura dell'idrante infatti, rendono meno variabile la portata lungo le linee caratteristiche, riducendo, di conseguenza, l'entità degli errori introdotti ricorrendo all'approssimazione del termine dissipativo. Solo numeri di resistenza eccessivamente elevati riescono ad alterare in maniera più rilevante le soluzioni.

Soluzioni completamente indipendenti dal valore limite di f imposto invece, si riscontrano per manovre di apertura, per le quali l'assenza di flusso, che contraddistingue la fase antecedente l'avvio del sistema, rende sistematicamente nullo il termine dissipativo (nulla infatti è la portata in ciascuna sezione, contrariamente a quanto accade in corrispondenza della sezione interna che precede l'idrante, con la chiusura). Come si può notare in figura 4.25 infatti, dal loro confronto non si nota alcuna differenza. Per verificare la bontà della correzione proposta pertanto, sarebbero state sufficienti le sole analisi svolte con la manovra di chiusura.

In tutti i casi analizzati, sono stati constatati degli andamenti delle quote piezometriche tanto più prossime a quello atteso quanto più piccolo è il coefficiente $(f\Delta x Q)/(2ADa)$, rispetto a 0.15. Al fine di ottenere soluzioni sufficientemente accurate quindi, si è deciso di modificare il modello in modo tale da porre il controllo sulla discretizzazione del dominio proposto nel paragrafo 3.3.

All'interno del codice di calcolo, il gruppo di parametri che contraddistingue la relazione (3.43) è identificato dalla variabile reale PAR, valutata al termine della sequenza di istruzioni che porta alla determinazione dell'ampiezza degli intervalli spaziali Δx_i , in cui viene suddiviso ogni elemento i -esimo, ricorrendo precauzionalmente ad f limite e alla portata che ne contraddistingue la fase stazionaria:

$$PAR_i = \frac{0.08 \Delta x Q_i}{2A_i D_i a_i} \quad (3.146)$$

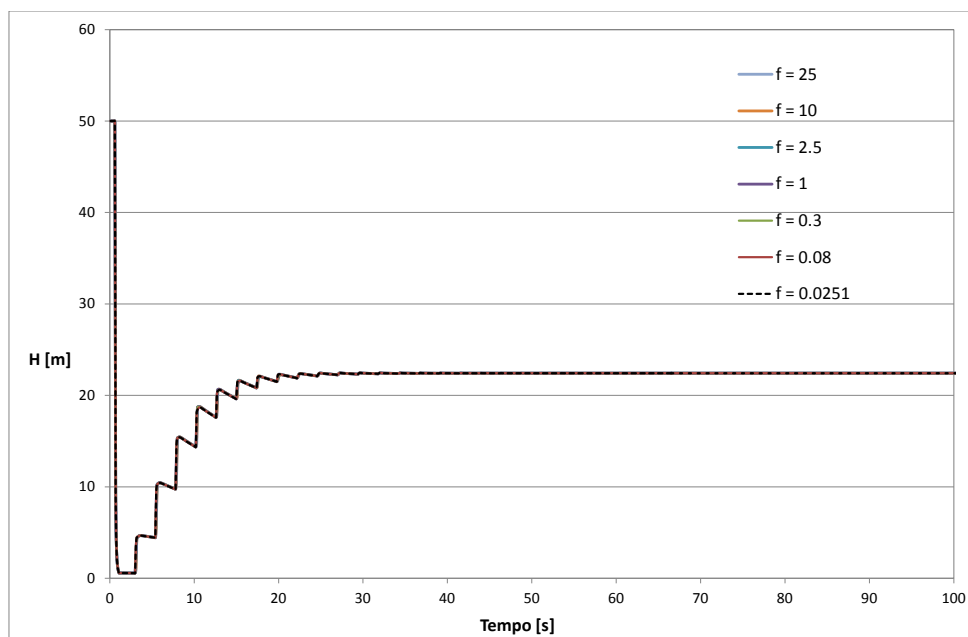


Figura 3.25: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare di f limite e con un Δt di 0.1 [s], al verificarsi di una manovra di apertura.

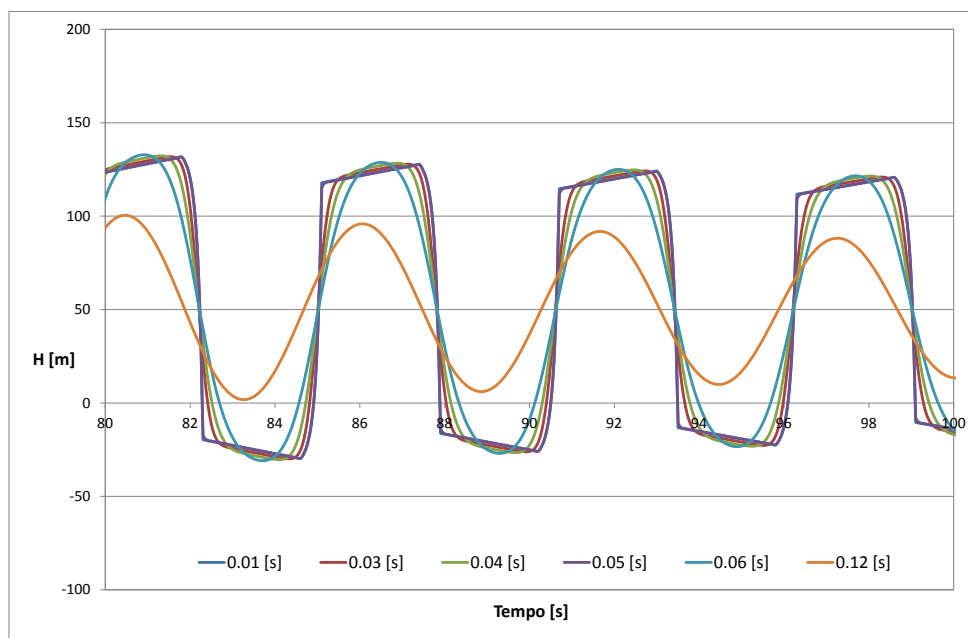


Figura 3.26: NODO 3: Confronto degli andamenti delle quote piezometriche al variare del passo d'integrazione temporale

Tabella 3.5: Coefficienti d'interpolazione e PAR_2 per diversi passi di calcolo temporale

Δt	ζ	PAR_2
[s]	[-]	[-]
0.01	1.0000	0.00229
0.03	0.9857	0.00698
0.04	0.9714	0.00945
0.05	1.0000	0.01147
0.06	0.9429	0.01460
0.12	0.8571	0.03212

La variabile è poi confrontata col valore limite previsto e se $(PAR_i - 0.15)$ dovesse risultare maggiore di zero, la simulazione verrebbe interrotta, segnalando con un messaggio d'errore la necessità di ridurre il passo temporale Δt . In caso contrario invece, il modello procederebbe con le operazioni previste, indicando anche il valore di PAR_i associato a ciascun elemento.

In base alle analisi svolte, le correzioni proposte assicurano l'effettivo comportamento di f e allo stesso tempo consentono di contenere l'errore introdotto con l'integrazione del termine dissipativo. Di conseguenza, coerentemente con quanto fatto in COERE, è stata aggiornata anche AFEOE in modo che il numero di resistenza venga limitato a 0.08 anche durante la fase stazionaria. Come indicato nel paragrafo 3.3 però, le sole modifiche apportate non sono sufficienti a garantire un'adeguata attendibilità delle soluzioni e se non si ricorresse anche ad una correzione della celerità i risultati potrebbero essere fortemente influenzati dal grado di dettaglio con cui s'intende analizzare i problemi.

Per rendere ben più evidente l'effetto prodotto dalla discretizzazione sulle soluzioni, in figura 4.26, vengono riportati gli andamenti delle quote piezometriche ottenuti ammettendo la sola interpolazione dei valori noti lungo la griglia di calcolo, al variare di Δt . In tabella 4.5 invece, sono indicati i valori assunti dal coefficiente d'interpolazione e di PAR_2 , relativi ai diversi casi esaminati. Come si può constatare, ad un aumento dell'ampiezza degli intervalli di calcolo corrisponde un minor coefficiente d'interpolazione e più questo tende ad assumere un valore diverso da uno, più gli andamenti tendono a discostarsi da quello di riferimento (in questo caso relativo a dei Δt di 0.01[s] e di 0.05[s]); più piccolo è ζ quindi, meno attendibili sono i risultati delle simulazioni. Le maggiori differenze si riscontrano in presenza di coefficienti d'interpolazione minori di 0.98; motivo per cui, si è deciso di adottarlo come soglia, al di sotto della quale si deve ricorrere ad una correzione della celerità.

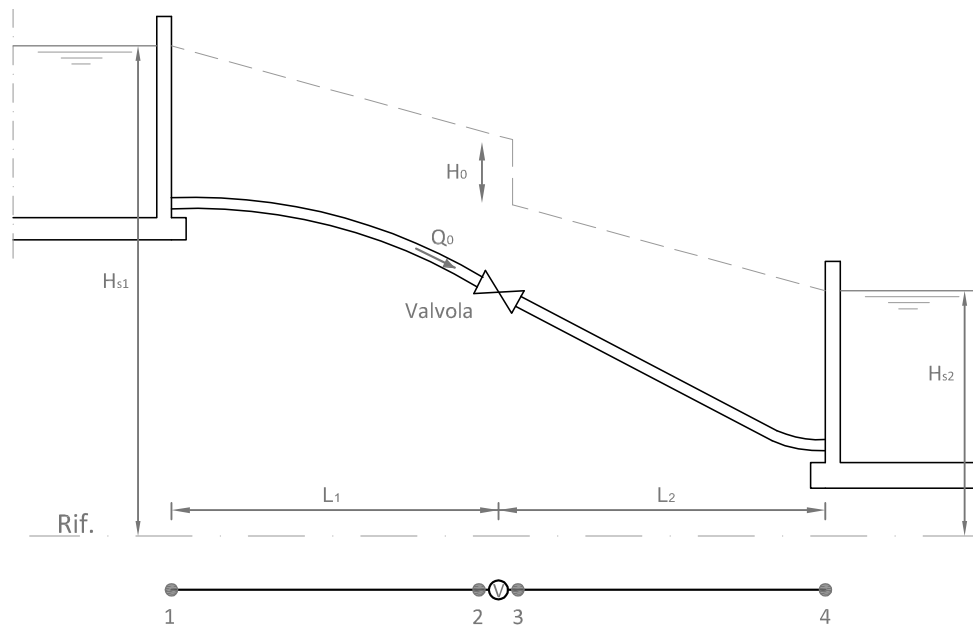


Figura 3.27: Sistema d’adduzione a gravità esaminato per verificare il corretto funzionamento del tronco speciale valvola e relativa schematizzazione.

3.5.2 CASO 2. Adduzione a gravità: i tronchi speciali valvola

Per verificare il corretto funzionamento della nuova tipologia di tronchi speciali valvola, con cui è stato aggiornato il numero di dispositivi analizzabili con il modello, si è deciso di simulare il comportamento del sistema d’adduzione a gravità rappresentato in figura 4.27.

Il sistema analizzato è costituito da due serbatoi collegati per mezzo di una condotta munita di saracinesca, per garantire l’afflusso di una portata Q_0 costante nel tempo, indipendentemente dal suo stato d’usura, in corrispondenza della propria sezione di mezzeria.

Le capacità di monte e di valle sono state assunte rispettivamente con delle quote del pelo morto H_{s1} e H_{s2} di 50 e 18[m] sul riferimento, mentre per entrambi i tratti della condotta sono state considerate le stesse caratteristiche presentate per quella esaminata nel caso precedente. Quindi sono stati assunti due tratti in acciaio di 600[m], dotati di una scabrezza di 0.001276[m], un diametro di 0.5[m] e uno spessore di 0.005[m] ciascuno,

Tabella 3.6: Confronto tra valori attesi e calcolati delle quote piezometriche nodali in condizione di regime

QUOTE PIEZOMETRICHE - H[m]				
NODO	1	2	3	4
Attese	50	34.53582	33.46418	18
Calcolate	50	34.53406	33.46591	18

per i quali, di conseguenza, è stata nuovamente stimata una celerità di propagazione delle onde di pressione di 1012.511[m/s].

Per la valvola invece, è stato assunto un grado di apertura iniziale pari a 0.6 ed un corrispondente coefficiente di perdita di carico localizzata k di 2.08 [Da Deppo et al., 2006, tab. 2.9, p. 66].

Con queste caratteristiche, in condizioni di regime, il sistema è contraddistinto da una portata Q_0 di 0.624272[mc/s] che comporta, in corrispondenza della valvola, un salto di pressione H_0 di 1.072[m.c.a]. Di conseguenza, alla stessa, è stato attribuito un coefficiente COFVA pari a:

$$COFVA = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} = 0.6030422[m^{5/2}s^{-1}] \quad (3.147)$$

Con l'analisi di questo sistema si vuole constatare l'effettiva variazione lineare del grado di apertura di questi dispositivi nel tempo in presenza di singole manovre, verificarne la continuità qualora dovessero essere previste più manovre multiple parziali in sequenza e in particolare verificare se, in presenza di questa variazione, si ottengono i cambiamenti attesi in termini di quote piezometriche e portata. Pertanto, sono stati analizzati cinque diversi casi: un'assenza di manovre, una singola manovra parziale d'apertura, una singola manovra parziale di chiusura, una sequenza di manovre “*completa chiusura-apertura parziale-apertura totale*” e una sequenza di manovre “*completa apertura-chiusura parziale-condizione di regime*”.

Per i primi quattro, si è fatto riferimento alla schematizzazione del sistema riportata in figura 4.27 per la quale sono stati utilizzati complessivamente quattro nodi, due elementi condotta (associati alle coppie ordinate di nodi 1-2, 3-4) e un tronco speciale valvola (associato ai nodi 2-3).

Imponendo dei carichi costanti in corrispondenza dei nodi 1 e 4, rispettivamente

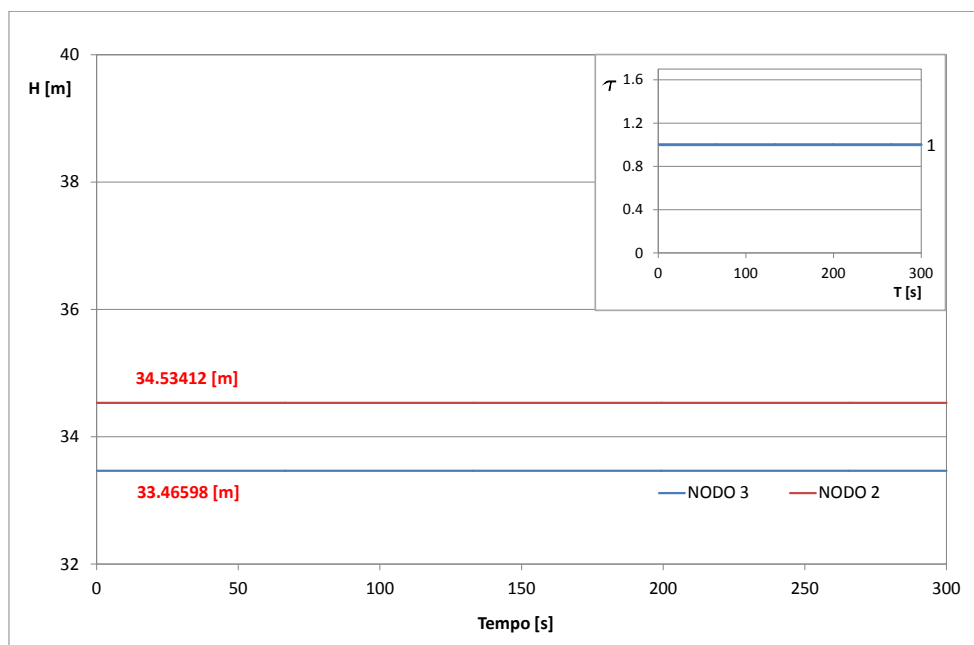


Figura 3.28: Confronto delle quote piezometriche ai nodi del tronco speciale valvola.

pari alle quote dei livelli dei serbatoi di monte e di valle, il modello valuta una portata Q_0 di 0.6232521[mc/s].

Le quote piezometriche invece, sono quelle riportate in tabella 4.6 e, come si può ben notare, differiscono dai valori attesi di soli 2[mm] circa. L’inserimento dei tronchi speciali valvola pertanto non altera l’affidabilità del codice di calcolo nei confronti dell’analisi stazionaria.

Come si evince dalla figura 4.28, in assenza di manovre gli stessi valori vengono mantenuti anche durante l’intera analisi del transitorio; segno che il modello riesce a riprodurre correttamente il funzionamento del dispositivo anche nel caso in cui non siano previste variazioni del suo grado di apertura ($\tau = cost = 1$).

Un incremento di quest’ultimo, comporterebbe una riduzione delle perdite di carico localizzate prodotte dalla valvola e un conseguente incremento di portata. I carichi gravanti sulle sezioni di interconnessione diminuirebbero a monte ed aumenterebbero a valle. Una sua riduzione invece provocherebbe un incremento delle perdite di carico e un calo della portata fluente, per cui le quote piezometriche tenderebbero ad aumentare a monte e diminuire a valle.

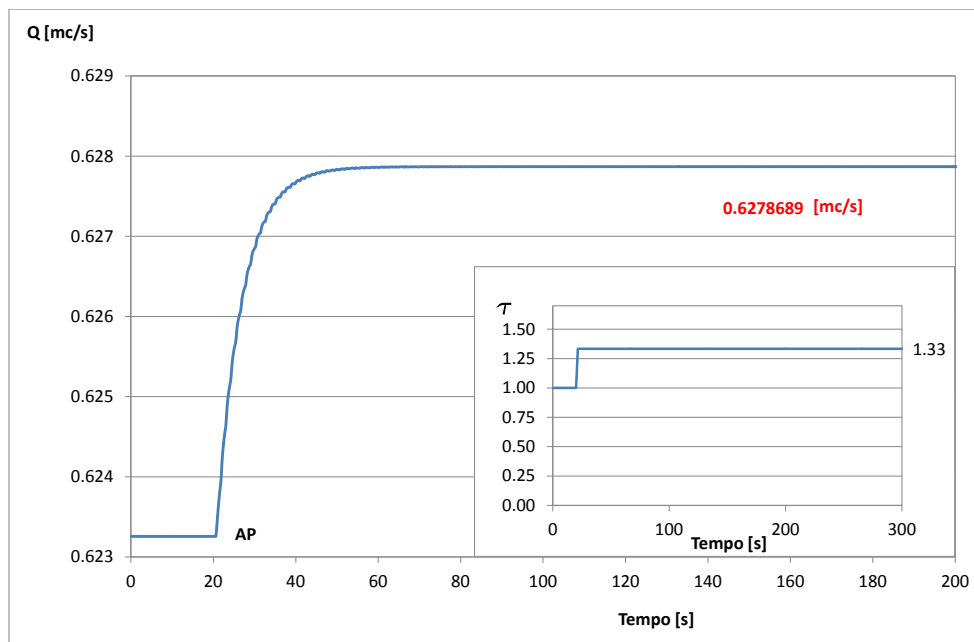
Questi stessi comportamenti sono messi in evidenza nelle figure 4.29a, 4.29b, 4.30a e 4.30b, in cui sono riportati i risultati ottenuti in presenza di singole manovre parziali di apertura(AP) e di chiusura(CP).

Un aumento del grado di apertura da 0.6 a 0.8, in un intervallo temporale di 1.5[s], comporta proprio una variazione lineare di τ da 1 a 1.33, in seguito alla quale si verifica un incremento della portata, che passa a 0.6278689 [mc/s], e un'alterazione delle quote piezometriche di circa 23[cm]. Se invece, con una manovra della stessa durata, il grado di apertura viene portato a 0.3, τ passa da 1 a 0.5, la portata si riduce a 0.5941648[mc/s] e i carichi vengono modificati di circa 41[cm].

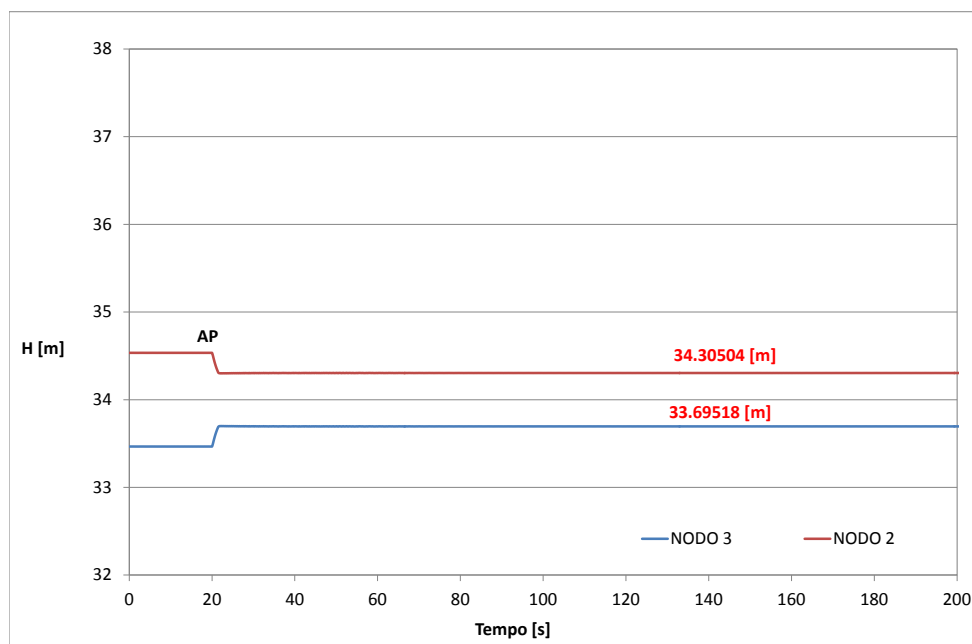
Per verificare il corretto funzionamento dei tronchi valvola anche nel caso in cui siano previste manovre totali e manovre multiple, a partire dalla condizione stazionaria, è stata simulata anche la sequenza di manovre “*completa chiusura-apertura parziale-apertura totale*”; le cui soluzioni sono riportate in figura 4.31a e figura 4.31b. A seguito dell'annullamento del grado di apertura (CT=chiusura totale) il flusso viene interrotto e di conseguenza a monte e a valle del dispositivo si sviluppano rispettivamente un'onda di sovrappressione ed una di depressione che comportano l'oscillazione del cielo piezometrico in tutta la condotta, fino all'esecuzione della manovra successiva.

Al verificarsi dell'apertura parziale (AP) ($\tau < 1$), i carichi ai nodi 2 e 3 tendono a stabilizzarsi attorno ad un valore diverso da quello di regime: superiore il primo e inferiore il secondo, in accordo con quanto precedentemente illustrato per la singola manovra parziale di chiusura, dato che il grado di apertura, sebbene maggiore di zero, risulti ancora inferiore al valore di partenza (0.6). La portata torna ad aumentare fino a raggiungere il valore massimo di 0.6301184[mc/s] in condizioni di completa apertura, situazione per la quale, tra l'altro, si ha una nuova ridisposizione del cielo piezometrico.

In figura 4.32a e figura 4.32b invece sono riportate le soluzioni del quinto e ultimo caso in cui è stata simulata la sequenza “*completa apertura-chiusura parziale-condizione di regime*”. Differentemente dalle manovre esaminate in precedenza, partendo da una condizione di quiete, per questa è stato necessario schematizzare il sistema in modo leggermente diverso: sono stati sempre considerati i due tronchi condotta, però la valvola è stata sostituita da una discontinuità, cioè da un'interruzione, un “buco”. Per descriverne il comportamento infatti, se chiusa, non serve ricorrere alla relazione tra la portata e i carichi nodali che la contraddistinguono ma è sufficiente imporre le opportune condizioni al contorno in corrispondenza delle sue sezioni estreme. Imponendo delle



(a) Variazione della portata al nodo quattro e del grado di apertura.



(b) Confronto degli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2 e 3.

Figura 3.29: Soluzioni ottenute con la manovra di APERTURA PARZIALE

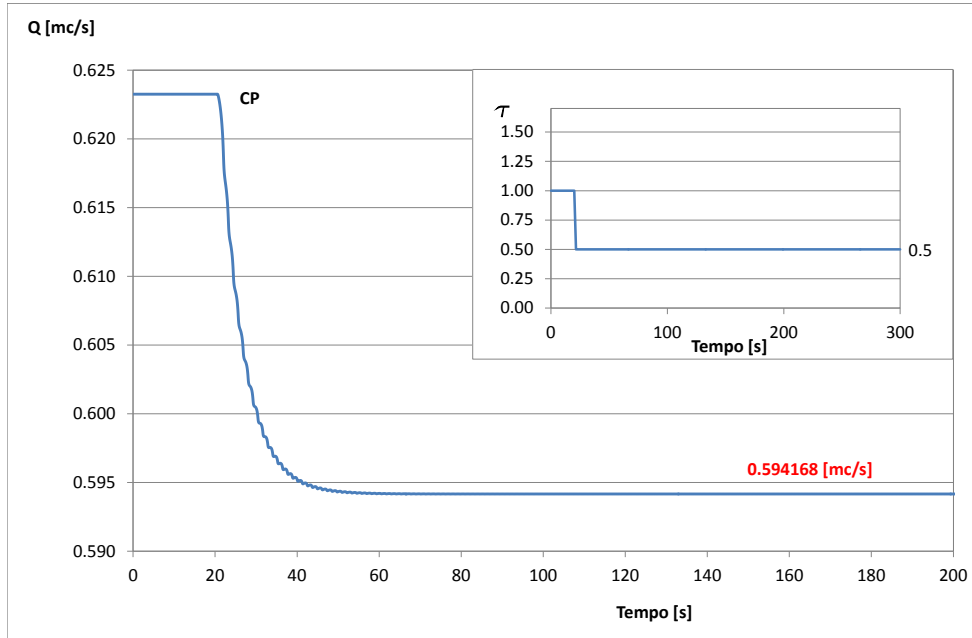
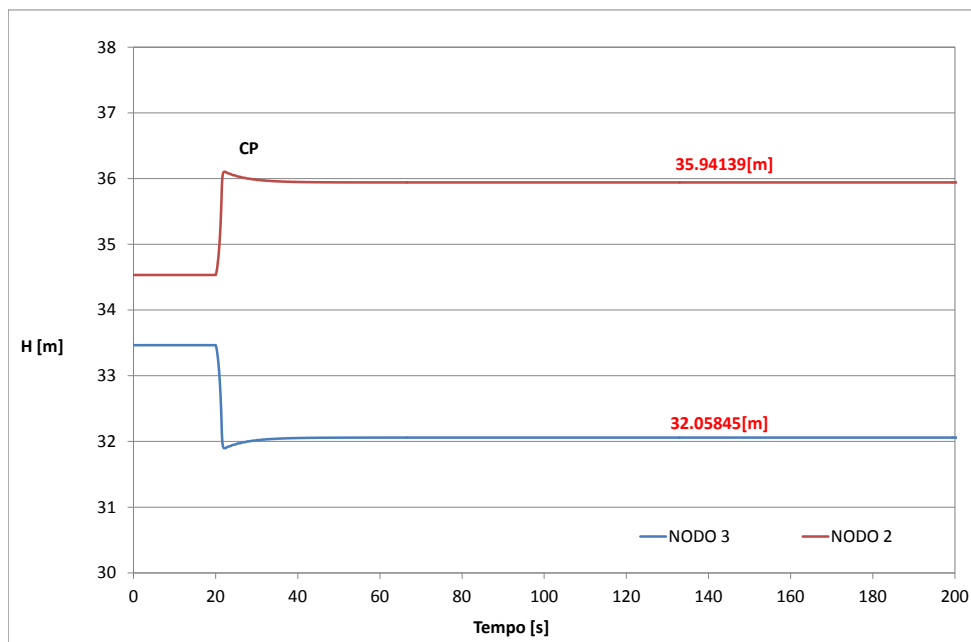
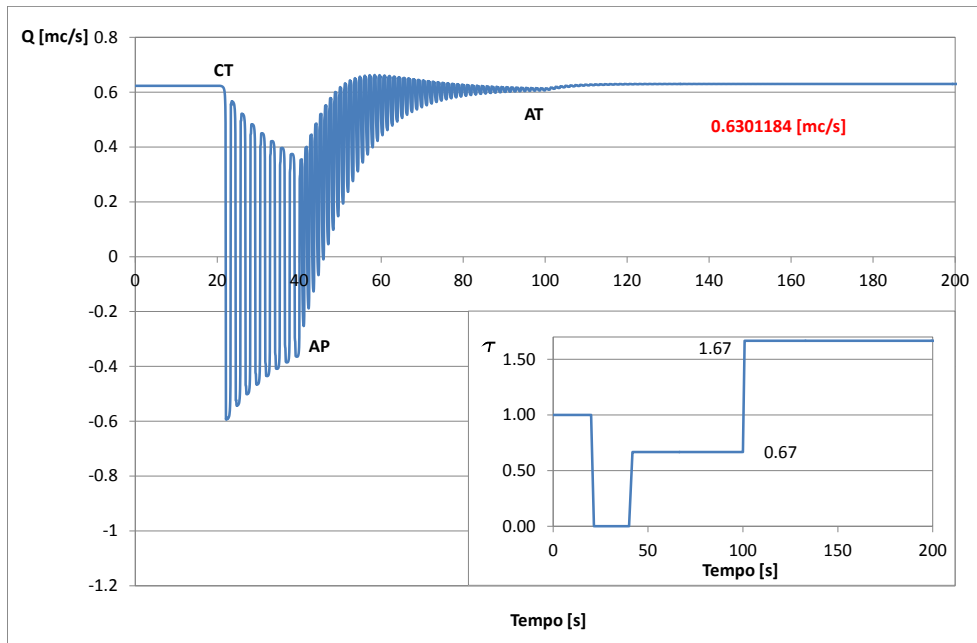
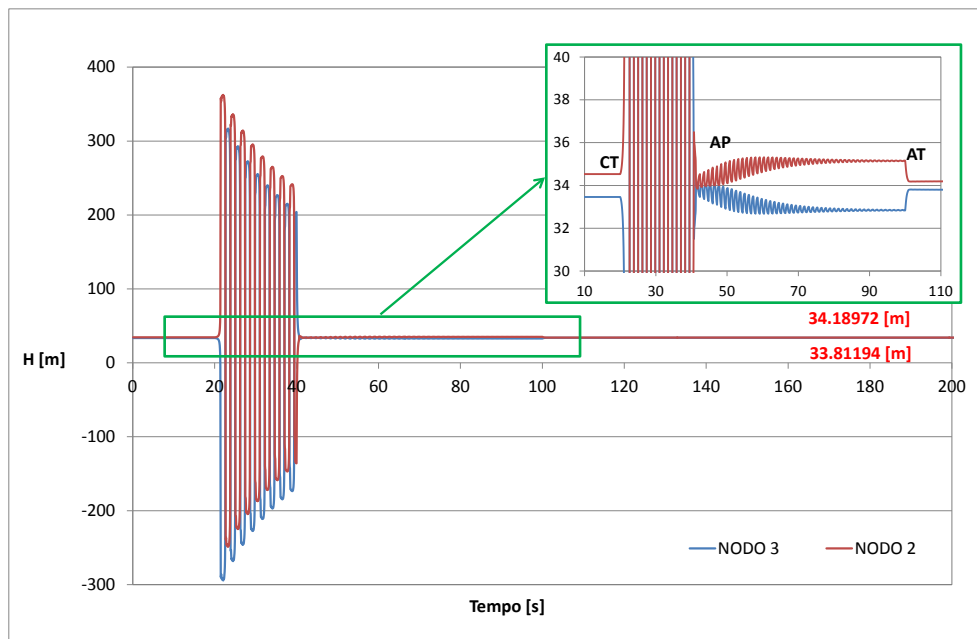
(a) *Variazione della portata al nodo quattro e del grado di apertura.*(b) *Confronto degli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2 e 3.*

Figura 3.30: Soluzioni ottenute con la manovra di CHIUSURA PARZIALE



(a) *Variazione della portata al nodo quattro e del grado di apertura.*



(b) *Confronto degli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2 e 3.*

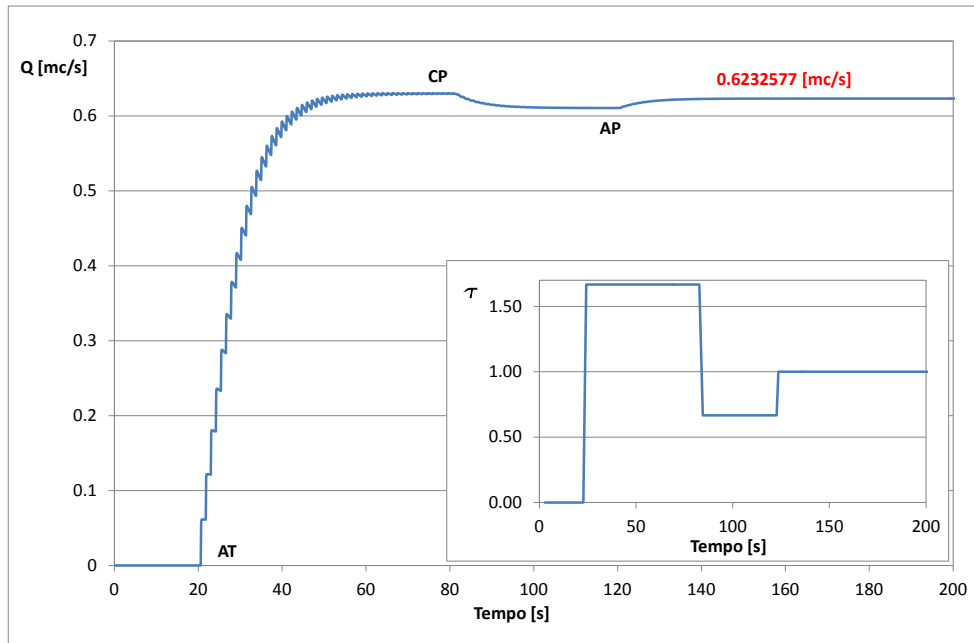
Figura 3.31: Soluzioni ottenute con la sequenza di manovre: CHIUSURA TOTALE - APERTURA PARZIALE - APERTURA TOTALE

portate nodali nulle ai nodi 2 e 3 ad esempio, in entrambi i tratti di condotta si instaura una pressione costante e pari al livello, sul riferimento, del serbatoio a cui sono connesse.

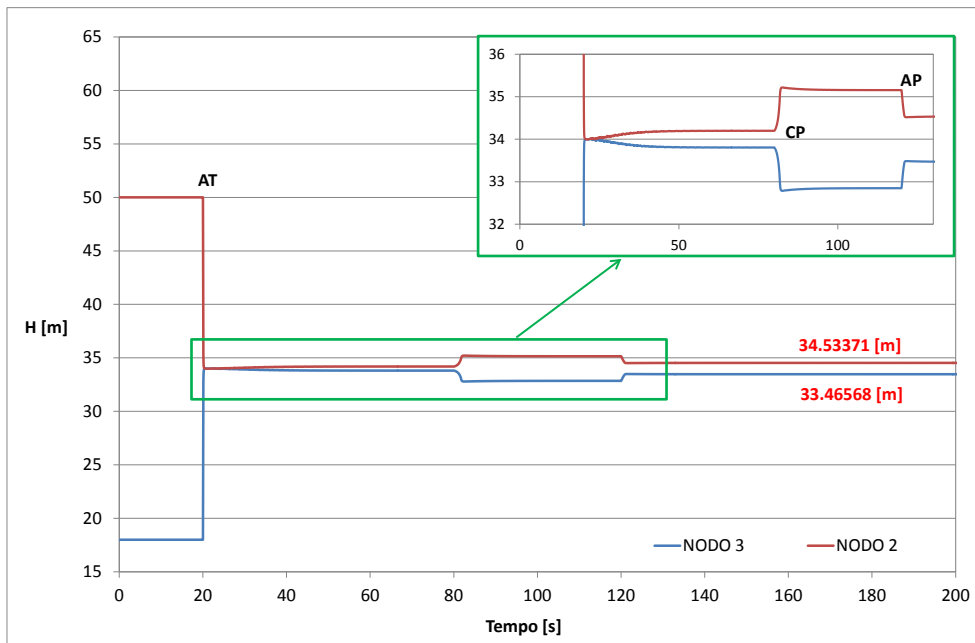
Nel momento in cui viene eseguita la prima manovra totale di apertura si verifica l'incremento della portata ed il conseguente avviamento del sistema; le quote piezometriche ai nodi 2 e 3 assumono valori molto prossimi tra loro che mantengono fino alla successiva chiusura parziale.

L'assunzione di un grado di apertura finale coincidente con quello di regime, sulla base del quale è stato definito COFVA, poi ristabilisce le stesse condizioni di partenza sulle quali sono stati sviluppati i casi precedenti.

In relazione a quanto messo in evidenza dalle analisi pertanto, il modello riesce a riprodurre correttamente il comportamento dei tronchi speciali valvola con tutti i tipi di manovra possibili, il grado di apertura varia linearmente nel tempo e soprattutto in modo continuo anche in presenza di manovre parziali multiple.



(a) *Variazione della portata al nodo quattro e del grado di apertura.*



(b) *Confronto degli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2 e 3.*

Figura 3.32: Soluzioni ottenute con la sequenza di manovre: APERTURA TOTALE - CHIUSURA PARZIALE - $\tau = 1$

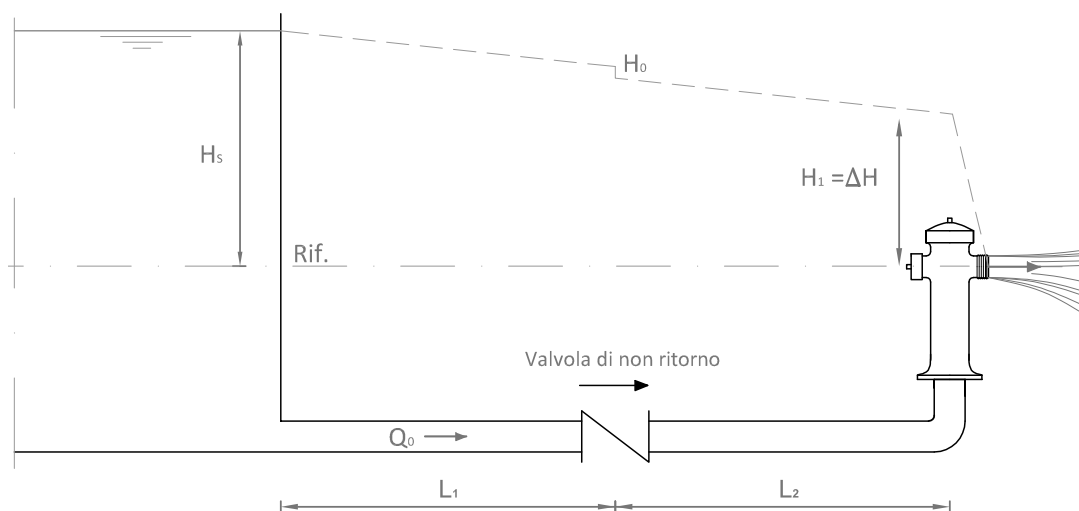


Figura 3.33: Sistema analizzato per verificare il funzionamento del tronco speciale valvola di non ritorno.

3.5.3 CASO 3: Verifica degli elementi speciali valvola di non ritorno

Le valvole di non ritorno consentono il passaggio del fluido in una sola direzione, pertanto sono inserite all'interno delle reti di condotte in pressione con lo scopo di evitare che l'eventuale inversione del flusso, in alcune di esse, possa arrecare danno ai dispositivi presenti.

Generalmente, sono installate immediatamente a valle degli impianti di sollevamento, a protezione degli organi mobili dei relativi gruppi di spinta. Analizzare un sistema in cui è presente anche un tronco speciale pompa però, potrebbe rendere l'interpretazione delle soluzioni più complessa, a causa della sovrapposizione degli effetti dei due dispositivi, col rischio di non riuscire ad individuare a quale dei due debbano essere attribuiti eventuali problemi.

Prima di verificare la combinazione dei due elementi allora, si è pensato di analizzare il comportamento delle valvole di non ritorno in presenza di variazioni delle caratteristiche del campo di moto indotte con l'esecuzione di una successione di manovre di chiusura e apertura su un idrante; dispositivo la cui corretta riproduzione da parte del modello è certa, essendo già stata verificata in precedenza.

Il sistema esaminato è quello rappresentato in figura 4.33, costituito da un serbatoio

di livello H_S sul riferimento e una condotta di lunghezza L , alla cui sezione terminale di valle è connesso un idrante, mentre in quella di mezzeria è inserita la valvola di non ritorno ($L_1 = L_2$); sistema non osservabile tra i casi reali, dato che non ha senso inserire il dispositivo di ritegno in questa posizione, ma soggetto all’inversione del flusso al suo interno in seguito alla propagazione dei fenomeni transitori e per questo molto utile allo scopo.

Se le dissipazioni continue per attrito e il carico cinetico sono trascurabili, conseguentemente alla chiusura istantanea dell’idrante (nell’istante $t=0$), il sistema si dovrebbe comportare come indicato in figura 4.34 e di seguito descritto.

L’arresto istantaneo del flusso che si muove con velocità iniziale v_0 , secondo la trattazione propagatoria e le ipotesi fatte, dovrebbe dare luogo ad un’onda di pressione, di entità pari a $\Delta H = av_0/g$, che si propaga verso il serbatoio con una celerità a costante, alterando le caratteristiche del campo fluido: annullandone la velocità, incrementandone pressione e densità e comportando la dilatazione della condotta. Poichè in questa fase non si verifica ancora l’inversione del flusso, la valvola si mantiene aperta e lascia passare la perturbazione che così riesce a raggiungere il serbatoio. Al serbatoio, l’onda viene riflessa con segno contrario e comincia a propagarsi verso l’idrante con la stessa celerità, ripristinando istantaneamente le pressioni, la densità e la sezione iniziali e producendo l’inversione del flusso, che quindi sarà animato da una velocità v_0 ma di segno contrario.

Dato che lo stato della valvola in uno specifico istante dipende dalle caratteristiche del campo di moto e dallo stato che la stessa presenta nell’istante precedente, la sua chiusura dovrebbe avvenire solo dopo il passaggio della perturbazione. Questo significa che a valle della valvola si dovrebbero vedere rincorrersi due onde, quella di depressione dovuta all’inversione del flusso ($-v_0$) che passa attraverso il dispositivo e quella di sovrappressione generatasi in seguito all’arresto dello stesso, di pari entità ma segno contrario, che ripristinano (la prima) ed alterano (la seconda) le caratteristiche iniziali del campo di moto. A ridosso dell’idrante, la perturbazione negativa dovrebbe riflettersi con lo stesso segno riducendo la pressione oltre il valore di regime ($\Delta H = -av_0/g$), invertendo il suo moto, per poi scontrarsi con la positiva che segue. La riflessione reciproca delle onde fa sì che entrambe invertano il loro moto, la positiva diventi negativa e viceversa, ristabilendo la velocità v_0 all’interno del tratto di valle della condotta e provocando nuovamente la sovrappressione all’idrante. Di conseguenza, si dovrebbe

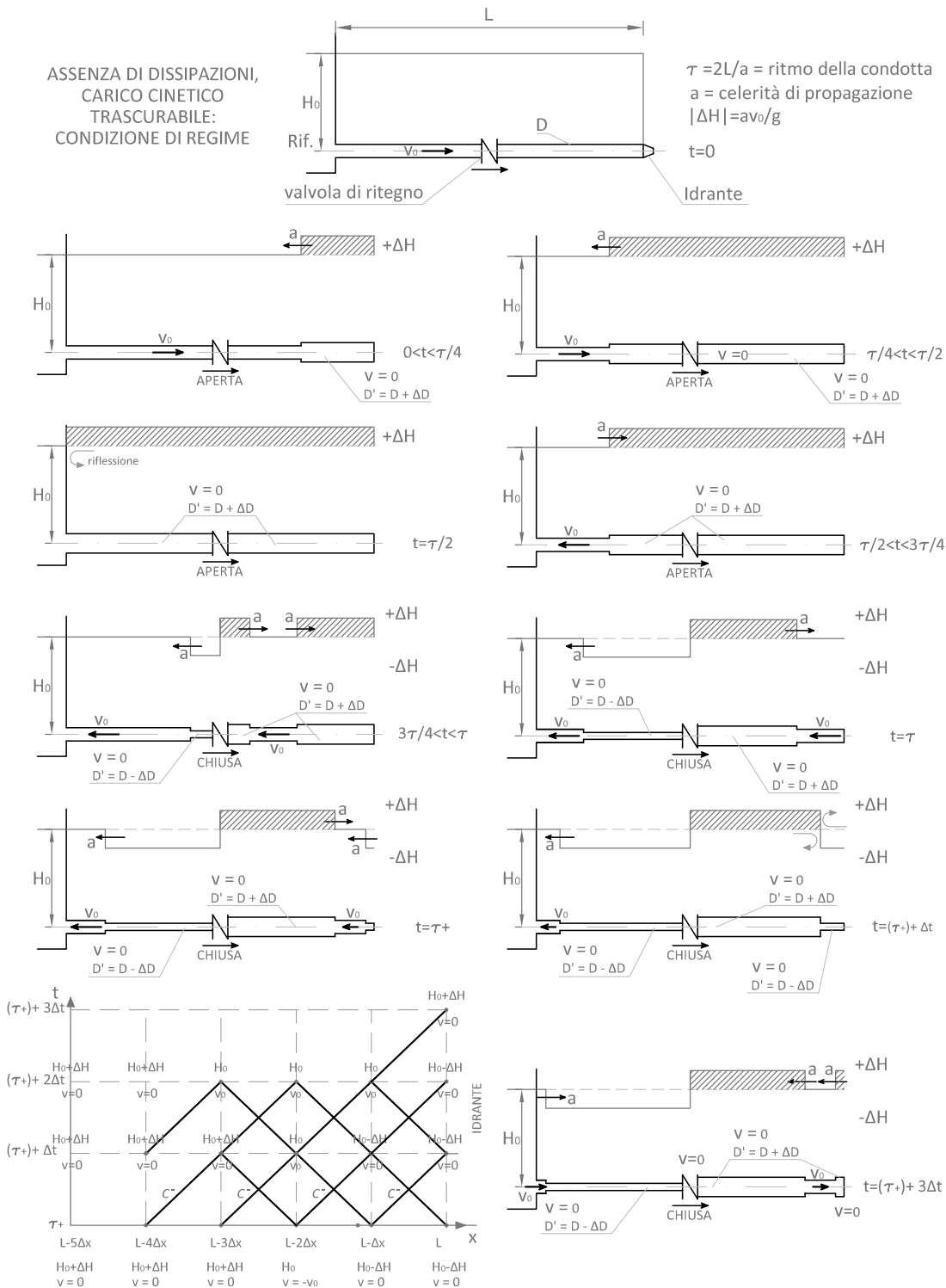


Figura 3.34: Comportamento del sistema nelle ipotesi di assenza di dissipazioni e carico cinetico trascurabile.

rivedere un’onda negativa che si muove verso la valvola seguita da un’onda positiva per cui, una volta raggiunto il dispositivo, si dovrebbe verificare la stessa sequenza di operazioni appena descritta. A monte della valvola invece, conseguentemente alla sua chiusura, si dovrebbe generare un’onda di depressione che si propaga verso il serbatoio, dove viene riflessa con segno contrario per poi tornare alla valvola, dove viene nuovamente riflessa però con lo stesso segno.

Poiché l’analisi dei fenomeni transitori avviene per passi discreti, sia temporali che spaziali, per quanto piccoli questi possano essere assunti, non si riusciranno mai a riprodurre variazioni istantanee del campo di moto. Infatti, sebbene si possano imporre tempi di manovra inferiori al Δt assunto, prima che in una sezione si annulli la velocità, se ne verifica una riduzione, così come prima che la velocità passi al valore di regime se ne verifica un leggero incremento. Per tale motivo, nell’esaminare questo particolare caso con il modello, ci si aspetta che la chiusura della valvola possa avvenire per valori di velocità maggiori a $-v_0$, se minori della relativa v_{min} , per cui è molto probabile che si possano veder oscillare le pressioni tra il valore massimo iniziale ($H_0 + av_0/g$) e quello conseguente alla sua parziale riduzione ($H_0 + av_0/g - av/g$ con $-v_0 < v \leq -v_{min}$), anziché il valore di regime H_0 .

Una situazione analoga a quella inizialmente descritta, si potrebbe verificare solo nel caso in cui si adotti un passo temporale sufficientemente grande da far sì che, in un istante, la velocità attraverso la valvola risulti pari a $-v_0$ ma, poiché questo comporterebbe analisi poche accurate (se stabili), le probabilità per cui ciò si verifichi sono molto limitate.

Entrambi i fenomeni, a monte e a valle della valvola di non ritorno, dovrebbero proseguire periodicamente nel modo poc’anzi descritto, fino alla seguente riapertura della stessa. Differentemente da quanto avviene per gli altri dispositivi però, presentando un comportamento variabile in funzione delle caratteristiche del campo di moto e non gestibile con l’imposizione di opportune condizioni al contorno, non è sempre possibile stabilire a priori quando, e soprattutto quante volte, cambierà lo stato di una valvola di ritegno. Questo dipenderà dagli istanti in cui le onde riflesse torneranno alla valvola e dalla loro entità; variabili legate all’accuratezza con cui si intende condurre l’analisi ovvero, al passo temporale assunto e alla precisione numerica dei dati.

All’aumentare di Δt , aumentano gli errori di approssimazione introdotti nel procedimento risolutivo perché può diminuire il coefficiente d’interpolazione lungo la griglia

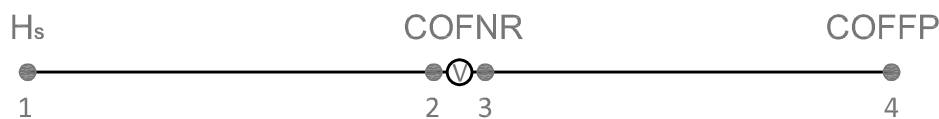


Figura 3.35: Schematizzazione del sistema analizzato per verificare il funzionamento del tronco speciale valvola di non ritorno.

di calcolo ζ , perché può venire modificata la celerità se $\zeta < 0.98$, con conseguente variazione dell'entità delle onde di pressione e perché si approssima maggiormente il termine dissipativo (anche se meno rilevante come causa, per i controlli imposti, già presentati nelle precedenti sezioni). Maggiori errori di approssimazione si possono altresì verificare in concomitanza delle manovre o delle stesse chiusure/aperture della valvola di non ritorno, quindi delle variazioni del campo di moto, per via dei valori assunti dalle soluzioni di primo tentativo, usate per avviare lo schema iterativo, non sufficientemente prossimi alla soluzione attesa; errori tanto più consistenti quanto più ampia è la tolleranza con cui si decide di lavorare e che possono dare luogo a soluzioni completamente errate o amplificarsi l'un l'altro fino alla mancata convergenza del procedimento in alcuni istanti o all'instabilità dell'intera analisi.

Considerato che una consistente quantità di questi errori quindi può essere controllata per mezzo di un'opportuna discretizzazione del dominio, si è deciso di intervenire sulla precisione numerica dei dati analizzati per limitare quelli sistematici dovuti agli arrotondamenti locali, passando dalla singola alla doppia precisione. Ovvero, considerando per i numeri reali non più sette ma dodici cifre decimali.

Poiché inoltre, in caso di mancata convergenza dello schema iterativo, il modello assumerebbe come buono il vettore delle quote piezometriche nodali definito con l'ultima iterazione consentita, per evitare che questo possa compromettere l'analisi, se eccessivamente errato, si è deciso di modificare ulteriormente il codice in modo tale che la simulazione venga interrotta al primo istante in cui non riesca a determinare una soluzione che soddisfi la tolleranza prefissata, segnalando l'errore.

La rete è stata schematizzata così come rappresentato in figura 4.35: con due elementi condotta di pari lunghezza ($L_1 = L = 2 = L/2$), associati rispettivamente alle coppie ordinate di nodi 1 – 2 e 3 – 4, un tronco speciale valvola di non ritorno, tra i nodi 2 e 3, un nodo serbatoio(1) e un nodo idrante(4).

Per verificare che il sistema si comporti effettivamente come precedentemente

indicato, almeno fino alla seconda variazione dello stato della valvola, è stata ricreata una situazione iniziale caratterizzata da dissipazioni e carico cinetico trascurabili. Per la condotta è stata considerata una scabrezza di 0.001 [m], un diametro di 0.5 [m] e una lunghezza complessiva di 1200 [m] (quindi 600 [m] a tratto), mentre il livello del serbatoio è stato assunto a 50 [m] sul riferimento, così che venga erogata una portata Q_0 di 0.009817 [mc/s], in condizioni di regime.

Visto il diametro della condotta, si è assunto che la valvola di ritegno sia del tipo *a clapet* e che produca una caduta di pressione equivalente al 30% del carico cinetico [Da Deppo et al., 2006, tab. 2.8, p. 65]; per la modesta entità del flusso operante, la velocità limite richiesta affinché si resti aperta è stata assunta pari a 0.01 [m/s]. Dato che, con la portata Q_0 , comporta una perdita:

$$H_0 = k \frac{8Q_0^2}{g\pi^2 D^4} = 0.0000015[m] \quad (3.148)$$

alla valvola è stato attribuito un coefficiente COFNR pari a:

$$COFNR = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} = 8.087027[m^{5/2}s^{-1}] \quad (3.149)$$

All’idrante invece, dato che risulta:

$$H_1 = H_S - \frac{8\lambda_1}{g\pi^2 D_1^5} Q_0^2 - H_0 - \frac{8\lambda_2}{g\pi^2 D_2^5} Q_0^2 = 49.990873[m] \quad (3.150)$$

è stato attribuito un coefficiente d’emitter pari a:

$$COFFP = \frac{Q_0}{\sqrt{H_1}} = 0.001389[m^{5/2}s^{-1}] \quad (3.151)$$

Non potendo prevedere il comportamento della valvola, non si è in grado di stabilire a priori quali saranno gli andamenti delle quote piezometriche in corrispondenza dei nodi della rete per cui, prima di poter ritenere attendibili le soluzioni, è stato necessario condurre l’analisi con diversi passi temporali di calcolo e confrontare i risultati ottenuti.

Avendo aumentato il numero di cifre decimali significative, per la fase di moto vario si è deciso di mantenere una tolleranza dello 0.00001%. Con tale valore però, lo schema iterativo giunge a convergenza solo con un Δt di 0.01 [s]. L’unico modo per portare

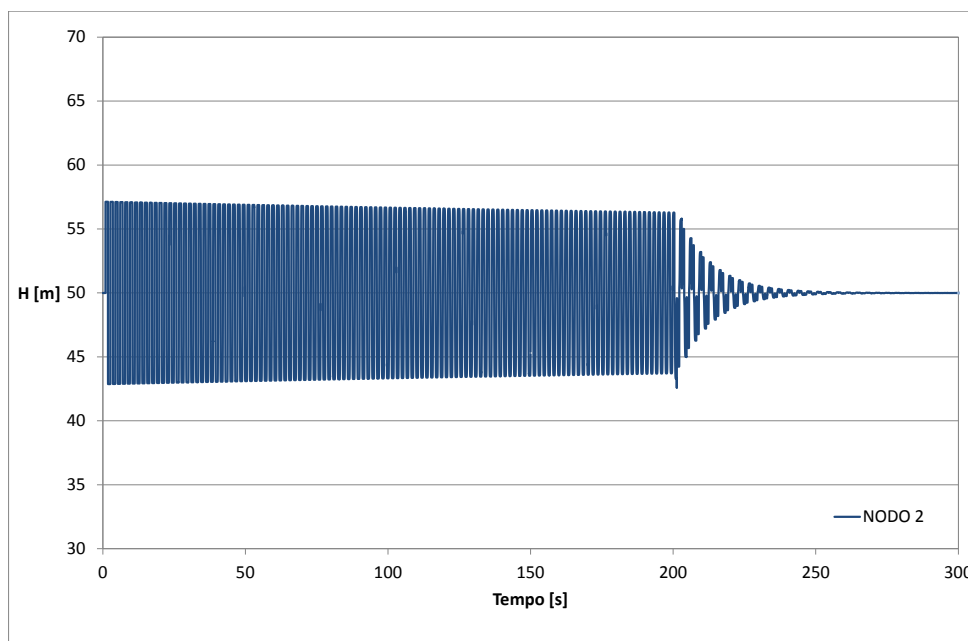


Figura 3.36: Andamento della quota piezometrica al nodo 2, ottenuto con un $\Delta t = 0.005[s]$.

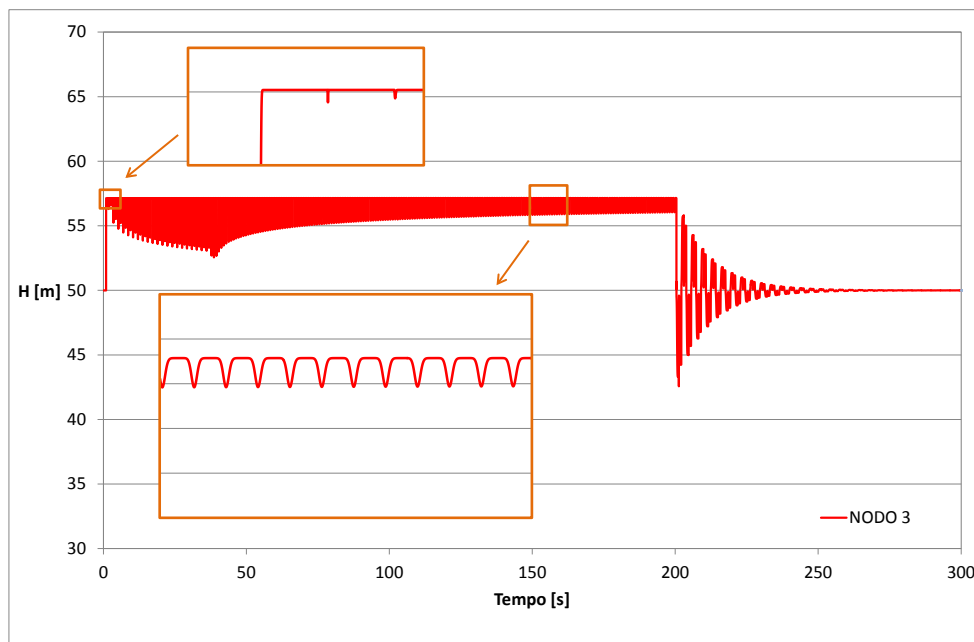
a termine le simulazioni, indipendentemente dal passo temporale di calcolo assunto, sarebbe quello di passare ad una tolleranza relativa di 0.1 ma questo comporterebbe risultati poco accurati e soprattutto poco attendibili.

Da una prima analisi dei dati è emerso che la mancata convergenza è dovuta all'eccessiva approssimazione della soluzione di primo tentativo rispetto al valore atteso. Per risolvere il problema quindi si è pensato di modificare la velocità di convergenza dello schema iterativo, adottando un coefficiente di rilassamento ω diverso da 1.

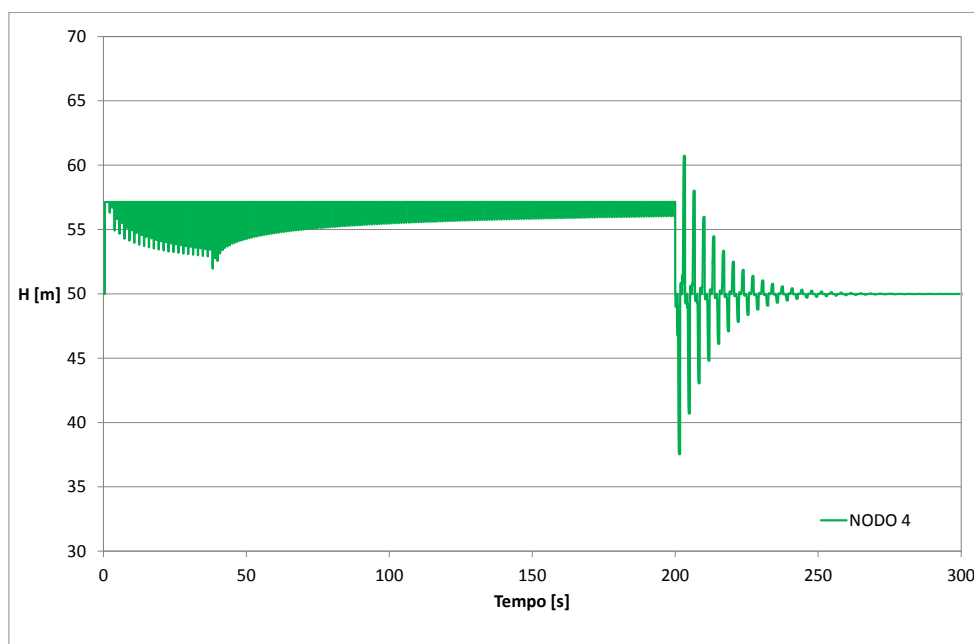
Un ω di 0.5 è sufficiente a consentire il completamento delle analisi anche per Δt di 0.1 [s], 0.05 [s] e 0.005 [s].

Poiché le soluzioni ottenute si differenziano considerevolmente al variare del passo temporale di calcolo, come andamento delle pressioni ai nodi della rete di riferimento si è deciso ragionevolmente di assumere quello ottenuto con l'intervallo di minor ampiezza, 0.005 [s]; rappresentato in figura 4.36, in figura 4.37 e figura 4.38

Come si evince dalla figura 4.38a, la prima chiusura della valvola avviene successivamente al passaggio dell'onda negativa riflessa dal serbatoio, nel momento in cui la velocità, quindi la portata, assume un valore inferiore al valore limite imposto in input

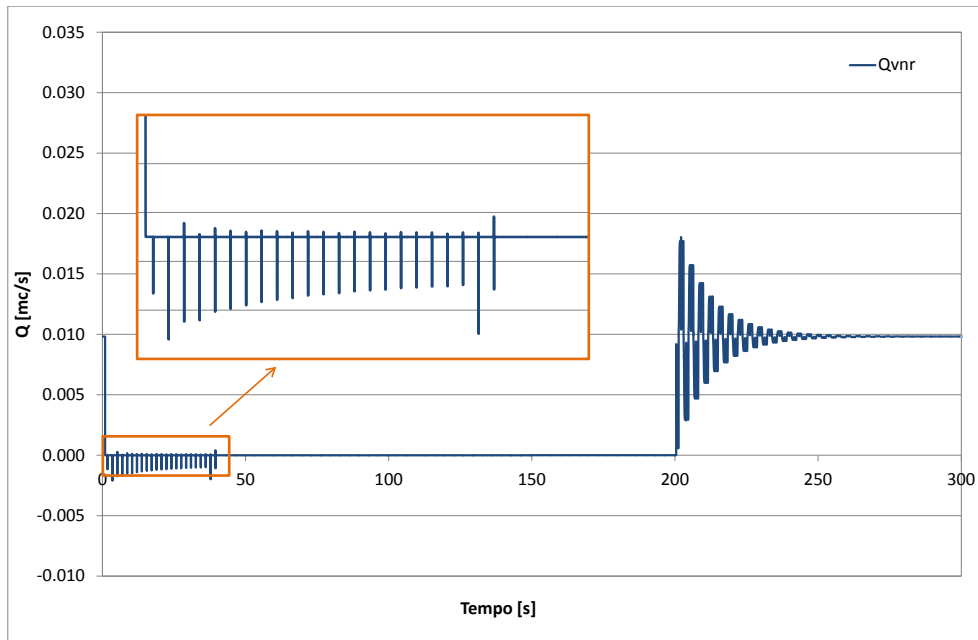


(a) Andamento della quota piezometrica al nodo 3.

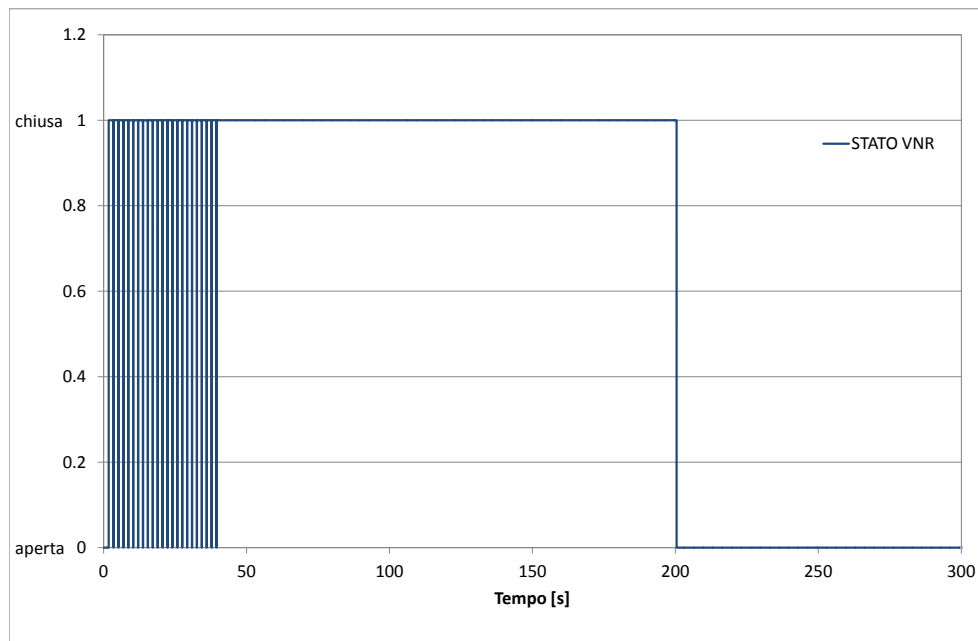


(b) Andamento della quota piezometrica al nodo 4.

Figura 3.37: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.005[s]$.



(a) Andamento della portata attraverso la valvola di non ritorno.



(b) Stato della valvola di non ritorno.

Figura 3.38: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.005$ [s].

($v_{lim}=-0.01$ [m/s] ovvero $Q_{lim}=-0.0009817$ [mc/s]).

A valle della valvola di non ritorno (nodo 3), per effetto delle due onde che di pressione che si susseguono, la pressione diminuisce per poi risalire subito dopo della stessa quantità, ad intervalli regolari di circa 0.86 [s], equivalenti al ritmo di mezza condotta. Si verifica cioè quanto precedentemente previsto dall’analisi qualitativa del problema.

A monte invece, la perturbazione di depressione prodotta dalla chiusura del dispositivo si somma con quella proveniente dal serbatoio, anch’essa negativa, per cui non si notano alterazioni nell’andamento della piezometrica al nodo 2.

Negli istanti successivi, nei primi 50 secondi della simulazione, il ritorno delle perturbazioni alla valvola ne comporta più volte l’apertura e successiva chiusura. Dall’iniziale portata positiva che contraddistingue queste fasi, è evidente che l’apertura avviene per una differenza di pressione $\Delta H = H(2) - H(3)$ positiva; il passaggio dell’onda negativa proveniente dal tratto di monte poi ne ricomporta la chiusura.

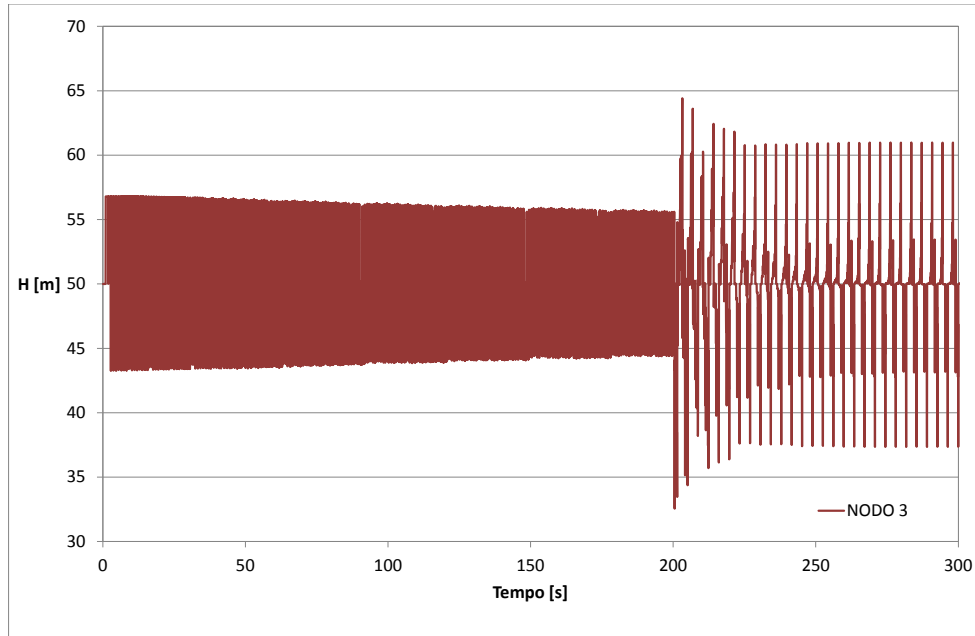
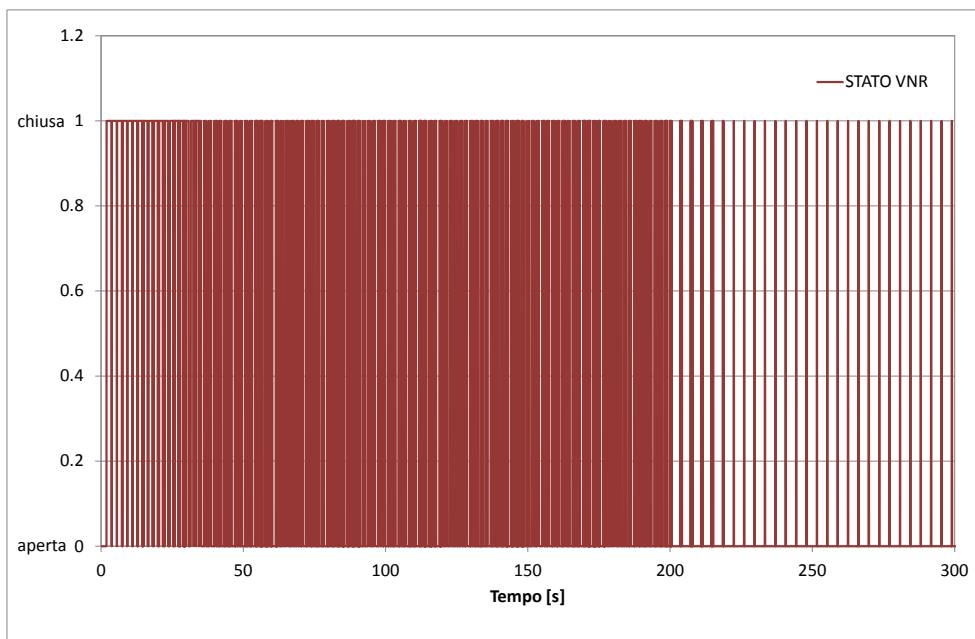
Questa sequenza di manovre è la causa dell’iniziale crollo di pressione che contraddistingue gli andamenti dei nodi 3 e 4. Vista l’esiguità della portata positiva attraverso la valvola però, continuano a non vedersi variazioni nell’andamento del nodo 2 che, di fatto, è come se rappresentasse la propagazione di una singola onda (quella iniziale) nel solo tratto di monte della condotta.

Nel tratto di valle invece, a valvola chiusa e fino alla riapertura dell’idrante, a causa delle due propagazioni che si rincorrono le pressioni continuano ad oscillare attorno ad un valore leggermente inferiore a quello associato alla sovapressione iniziale.

I risultati fin qui ottenuti pertanto confermano il comportamento previsto per il sistema e, in particolare, la corretta riproduzione dei tronchi speciali valvola di non ritorno da parte del modello.

Per sottolineare come la scelta del passo temporale di calcolo possa influire sui risultati, in figura 4.39 si riportano gli andamenti della piezometrica al nodo 3 e dello stato della valvola ottenuti con un Δt 0.1 [s].

Se si accettassero soluzioni di minore accuratezza, il comportamento della valvola, così come l’andamento delle pressioni, risulterebbe molto diverso e molto probabilmente errato, visto ciò che si riesce ad ottenere con un’analisi più dettagliata. É per questo motivo che, in presenza di situazioni difficilmente prevedibili come quella esaminata, per essere sicuri di accettare dei risultati attendibili, è opportuno condurre un’analisi

(a) *Andamento della quota piezometrica al nodo 3.*(b) *Stato della valvola di non ritorno.*Figura 3.39: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.1$ s.

$\omega=1$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	1	20	0.99	0.955
1.E-07	14.5	37.05	400	3.485
1.E-05	14.5	37.05	400	45.205
1.E-03	200.5	67.6	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega = 1$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	200.2	200.2	200.27	200.35
1.E-07	200.2	200.2	200.27	200.35
1.E-05	200.2	200.2	200.27	200.35
1.E-03	76.9	144.2	200.72	200.71
1.E-01	400	400	400	400

$\omega=0.5$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	1	1	0.99	0.955
1.E-07	400	400	400	400
1.E-05	400	400	400	400
1.E-03	400	400	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega = 0.5$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	200.2	200.2	200.45	201.25
1.E-07	200.2	200.2	200.45	201.25
1.E-05	200.2	200.2	200.45	201.25
1.E-03	200.5	200.35	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega=0.1$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	1	1	0.99	0.955
1.E-07	400	400	400	400
1.E-05	400	400	400	400
1.E-03	400	400	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega = 0.1$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	200.9	200.2	201.34	400
1.E-07	200.9	200.2	201.34	400
1.E-05	200.9	200.2	201.34	400
1.E-03	400	400	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega=0.02$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	1	1	0.99	0.955
1.E-07	400	400	400	400
1.E-05	400	400	400	400
1.E-03	400	400	400	400
1.E-01	400	400	400	400

$\omega = 0.002$	Δt [s]			
TOLV	0.1	0.05	0.01	0.005
1.E-09	400	200.9	201.58	400
1.E-07	400	200.9	201.58	400
1.E-05	400	200.9	201.58	400
1.E-03	400	400	400	400
1.E-01	400	400	400	400

(a) Per la velocità di 0.05 [m/s].

(b) Per la velocità di 1.5 [m/s].

Figura 3.40: Istanti in cui si verifica l’interruzione delle simulazioni per problemi di convergenza per due diverse velocità di regime: 0.05 [m/s] e 1.5 [m/s].

preliminare volta alla determinazione del passo temporale più idoneo per il sistema in esame.

Ovviamente, soprattutto in presenza di reti complesse, per non aggravare eccessivamente l’onere computazionale, non sarà necessario assumere il passo temporale che riproduce alla perfezione il numero di volte in cui le valvole di ritegno aprono e chiudono ma sarà sufficiente assumere quel Δt al di sotto del quale non si notano consistenti variazioni negli andamenti delle pressioni; in particolare nei valori massimi e minimi. Per il caso analizzato ad esempio, volendo potrebbe essere sufficiente un Δt di 0.01 [s].

Nelle tabelle di figura 4.40a sono riassunti tutti i test che sono stati condotti per verificare il comportamento della valvola di non ritorno del sistema presentato, al variare

della prefissata tolleranza per la fase di moto vario, del passo temporale di calcolo e del coefficiente di rilassamento. I valori contenuti in ciascun riquadro rappresentano l'istante in cui la simulazione è stata interrotta, o prima del termine previsto (400 [s]), per un problema di convergenza della soluzione, o al raggiungimento dello stesso; in grassetto è evidenziato quello assunto come riferimento.

Nelle tabelle di figura 4.40b invece, sono riportati gli istanti di interruzione delle simulazioni per lo stesso sistema ma ipotizzando l'erogazione di una portata maggiore: 0.294524 [mc/s] in luogo dei 0.009817 [mc/s] iniziali. Come si può notare, all'aumentare della variazione imposta alle caratteristiche del campo di moto, l'uso del coefficiente di rilassamento potrebbe non essere sufficiente a garantire la convergenza della soluzione. Pertanto, per riuscire a mantenere tolleranze piuttosto limitate, si potrebbe essere costretti ad utilizzare Δt molto piccoli.

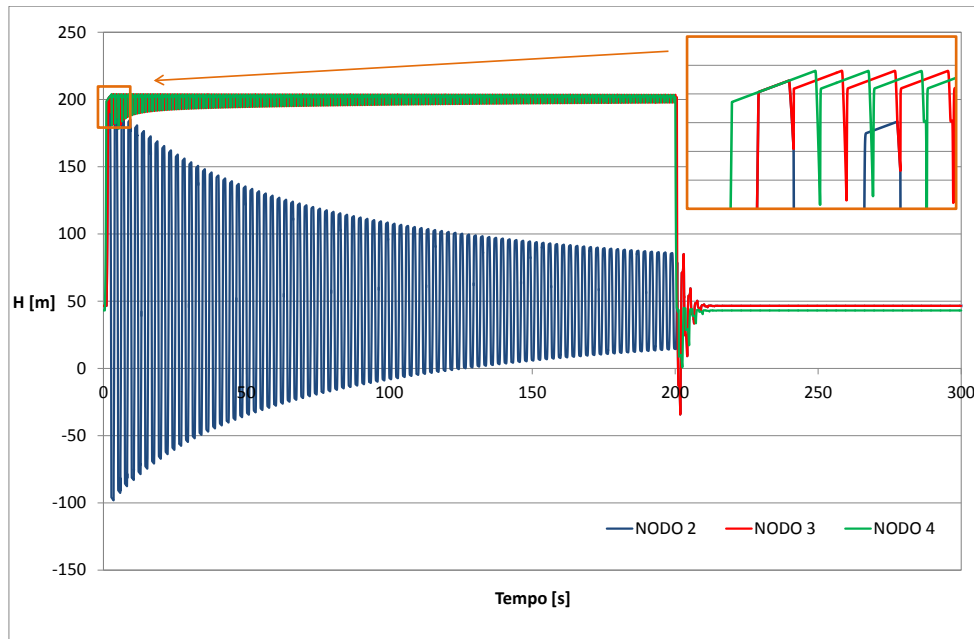
Gli andamenti che si ottengono con questo secondo caso, per un passo temporale di 0.005 [s] e una tolleranza dello 0.0000001% sono riportati in figura.

Rispetto a quanto verificato per le precedenti caratteristiche del sistema, con una portata di 0.294524 [mc/s] si verificano meno aperture-chiusure della valvola di non ritorno negli istanti iniziali della simulazione (2, come si evince dagli andamenti di H(2) e H(3) in figura 4.41a) ma nel complesso gli andamenti rimangono gli stessi: fino all'esecuzione della manovra di apertura sull'idrante (200 [s]), a monte del dispositivo di ritegno si mantiene uno stato di sovrappresione pressoché costante, mentre a valle si alternano stati di sovrappresione e depressione.

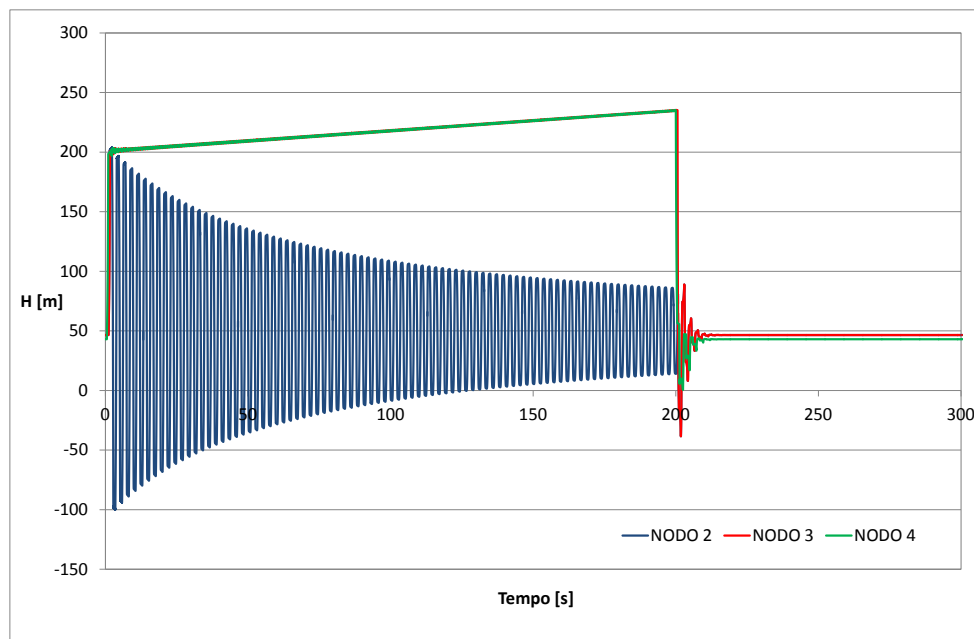
Varia solo la velocità con cui vengono smorzati i fenomeni transitori, per la maggior rilevanza del termine dissipativo poichè si considerano maggiori portate e scabrezza.

Al fine di ottenere soluzioni accurate e attendibili, oltre a prestare attenzione nella scelta del passo temporale di calcolo, è indispensabile che le condizioni di regime siano opportunamente bilanciate. In caso contrario, a causa del mal condizionamento del problema, anche con una piccolissima variazione dei dati iniziali, quindi con uno sbilanciamento irrisorio, si potrebbero verificare grandi variazioni nei risultati.

Per il caso appena discusso ad esempio, così come evidenziato in figura 4.41b, modificando le piezometriche iniziali ai nodi 3 e 4 di soli $1.5 \cdot 10^{-6}$ [m] le pressioni a valle delle valvola di non ritorno potrebbero continuare a crescere vistosamente fino all'apertura dell'idrante; cosa improbabile dato che non c'è nulla che fornisca ulteriore energia al fluido.

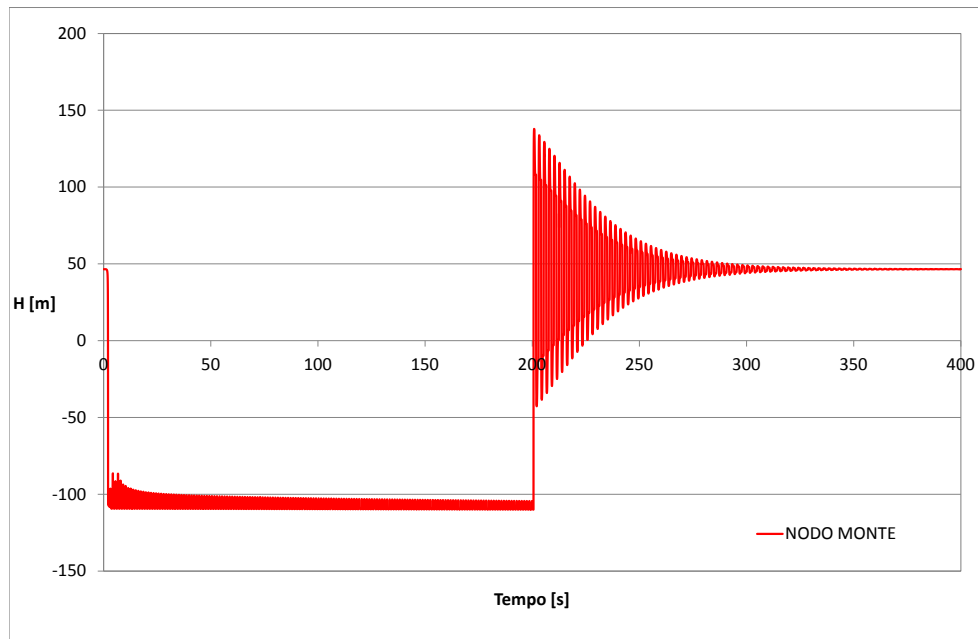


(a) Confronto tra gli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2, 3 e 4 ottenuti con un passo temporale $\Delta t = 0.005$ [s] e una velocità di 1.5 [m/s].

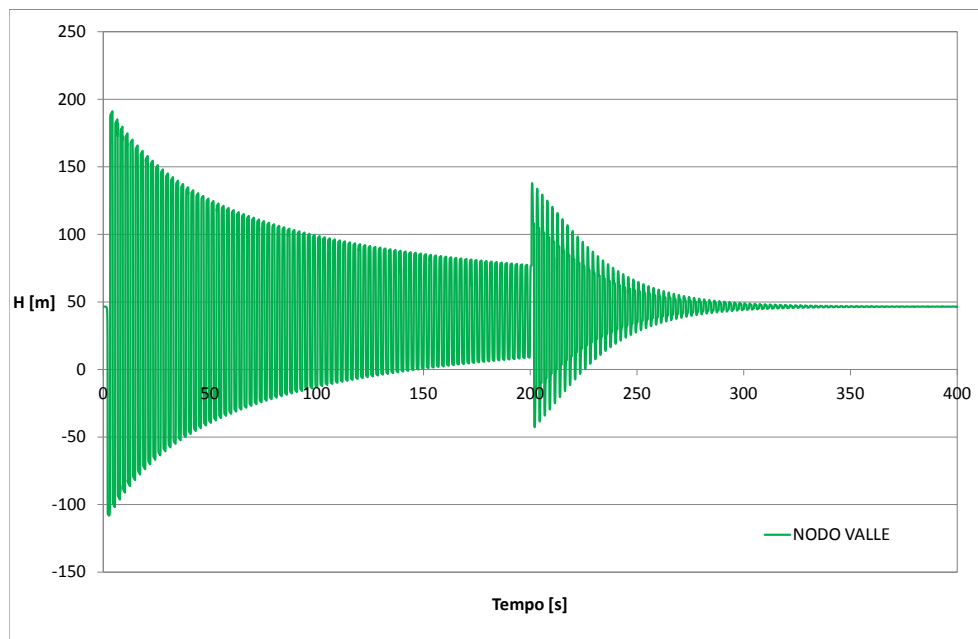


(b) Confronto tra gli andamenti delle quote piezometriche ai nodi 2, 3 e 4 che si potrebbero verificare in caso di condizioni iniziali non sufficientemente accurate; ottenuti con un $\Delta t = 0.005$ [s].

Figura 3.41: Confronto tra le soluzioni ottenute utilizzando una diversa precisione nell’analisi delle condizioni di regime, con un passo temporale $\Delta t = 0.005$ [s] e una velocità di 1.5 [m/s].



(a) Andamento della quota piezometrica al nodo di monte della valvola di non ritorno.



(b) Andamento della quota piezometrica al nodo di valle della valvola di non ritorno.

Figura 3.42: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s] e una velocità di 1.5 [m/s].

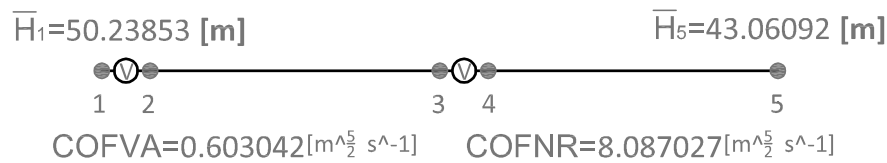


Figura 3.43: Schematizzazione del sistema a cui si è fatto riferimento per ottenere gli andamenti di figura 4.42.

Per evitare problemi di questo tipo è sufficiente aumentare la precisione del calcolo durante la fase stazionaria, ricorrendo a tolleranze relative piuttosto limitate ($10^{-6} \div 10^{-7}$).

A conclusione del presente paragrafo, in figura 4.42 si riportano gli andamenti delle quote piezometriche ai nodi della valvola di non ritorno ottenuti simulando l’arresto del flusso da monte per mezzo di una saracinesca; situazione alla quale sono solitamente soggetti i dispositivi di ritegno in seguito all’arresto, più o meno improvviso, delle pompe di cui sono posti a protezione.

Il sistema a cui si è fatto riferimento per riprodurre questo caso è quello schematizzato in figura 4.43: costituito da due nodi serbatoio, due elementi condotta (di solite caratteristiche), una valvola e una valvola di non ritorno. La chiusura della valvola di ritegno si verifica sempre a causa dell’inversione del flusso che la attraversa ma questa volta dovuto al passaggio dell’onda di sovrappressione che si propaga verso monte, dopo essere stata riflessa dal serbatoio schematizzato col nodo 5.

Questa prima onda, prodotta dall’esecuzione della manovra sulla saracinesca, poi si somma alle perturbazioni generatesi con la variazione delle condizioni operanti della valvola di non ritorno, dando luogo agli stati di pressione rappresentati in figura 4.42: una depressione pressoché costante a monte, fino alla successiva manovra di apertura (200 [s]), e delle pressioni oscillanti attorno all’iniziale valore di regime, con ampiezze d’oscillazione sempre più ridotte nel tempo, per effetto delle dissipazioni.

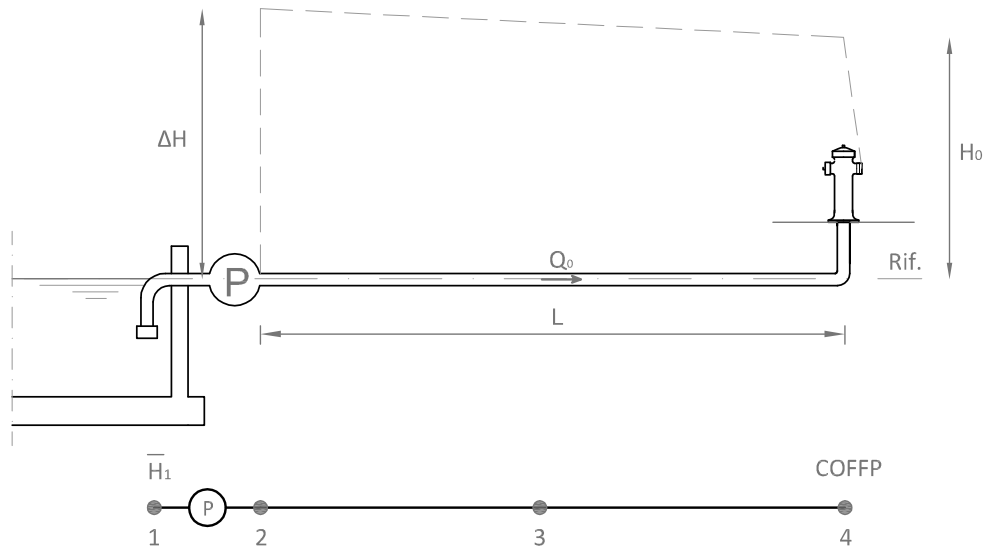


Figura 3.44: Sistema analizzato per verificare le modifiche apportate alla subroutine STIFV e relativa schematizzazione.

3.5.4 CASO 4: Verifica dei tronchi speciali pompa

Per verificare se le modifiche apportate alla subroutine STIFV siano effettivamente in grado di correggere i limiti della precedente versione e consentano di riprodurre correttamente anche il funzionamento automatico delle pompe, il modello è stato utilizzato per simulare il comportamento del sistema rappresentato in figura 4.44 al variare delle condizioni operanti dei dispositivi in esso presenti.

Il sistema è costituito da un serbatoio d'alimentazione di monte, avente la quota del pelo libero coincidente con il piano di riferimento, una pompa e una condotta di lunghezza L alla cui sezione terminale di valle è posto un idrante. Per poterla esaminare con il modello quindi, la rete complessivamente è stata schematizzata con un tronco speciale pompa (tra i nodi 1 e 2), due elementi condotta (rispettivamente tra i nodi 2 e 3, e 3 e 4), per disporre degli andamenti della piezometrica anche nella sezione di mezzeria della premente, e quattro nodi, di cui un nodo serbatoio (1) e un nodo speciale idrante (4).

La condotta è stata assunta con caratteristiche analoghe a quelle degli elementi già esaminati nei precedenti casi, ovvero con una lunghezza di 1200 [m], un diametro

di 0.5 [m] e una scabrezza di 0.001276 [m], ma in materiale plastico anziché acciaio, per poter considerare una celerità di propagazione delle perturbazioni di circa 200 [m/s]. Affinché in condizioni di regime sia garantita l'erogazione di una portata Q_0 di 0.294524 [mc/s], avendo attribuito all'idrante un coefficiente d'emitter di 0.040432 [$m^{5/2}s^{-1}$], la pompa deve essere in grado di fornire una prevalenza di 60 [m].

Conoscendo quindi il punto di funzionamento dell'impianto (0.294524;60.00) per cui deve passare la curva caratteristica, per definire il valore dei relativi coefficienti a_1 , a_2 e H_S grazie al quale la prevalenza risulti effettivamente sempre decrescente all'aumentare della portata sollevata e la curva presenti la concavità rivolta verso il basso, così come sottolineato nel precedente paragrafo 3.5, si è ipotizzato che la parabola passi anche per i punti (0.000000;100.00) e (0.500000;10.00). Con questi dati, risolvendo il sistema costituito dalle tre equazioni lineari seguenti:

$$100.00 = H_S + (0.000000)a_1 + (0.000000)^2a_2 \quad (3.152)$$

$$60.00 = H_S + (0.294524)a_1 + (0.294524)^2a_2 \quad (3.153)$$

$$10.00 = H_S + (0.500000)a_1 + (0.500000)^2a_2 \quad (3.154)$$

per i coefficienti sono stati assunti:

$$H_S = 100.00[m] \quad (3.155)$$

$$a_1 = -72.47442807[m^{-2}s] \quad (3.156)$$

$$a_2 = -215.05114386[m^{-5}s^{-2}] \quad (3.157)$$

Graficamente, la curva caratteristica che deriva dall'assunzione di questi valori è rappresentata in figura 4.45, dove ne viene messa in evidenza anche la variazione al variare del numero di giri della girante durante le fasi di avviamento e spegnimento.

Complessivamente sono state esaminate tre diverse situazioni, ciascuna contraddistinta da una specifica combinazione di manovre all'idrante e alla pompa: una sequenza di manovre “*chiusura-apertura*” all'idrante senza imporre variazioni di regime di funzionamento della pompa, una sequenza di manovre “*apertura-chiusura*” all'idrante senza imporre variazioni di regime di funzionamento della pompa ma ammettendone una

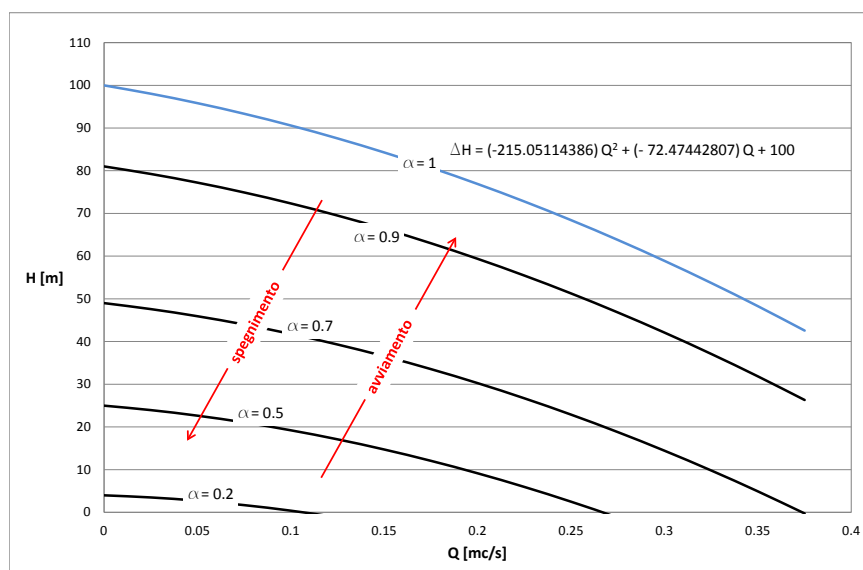
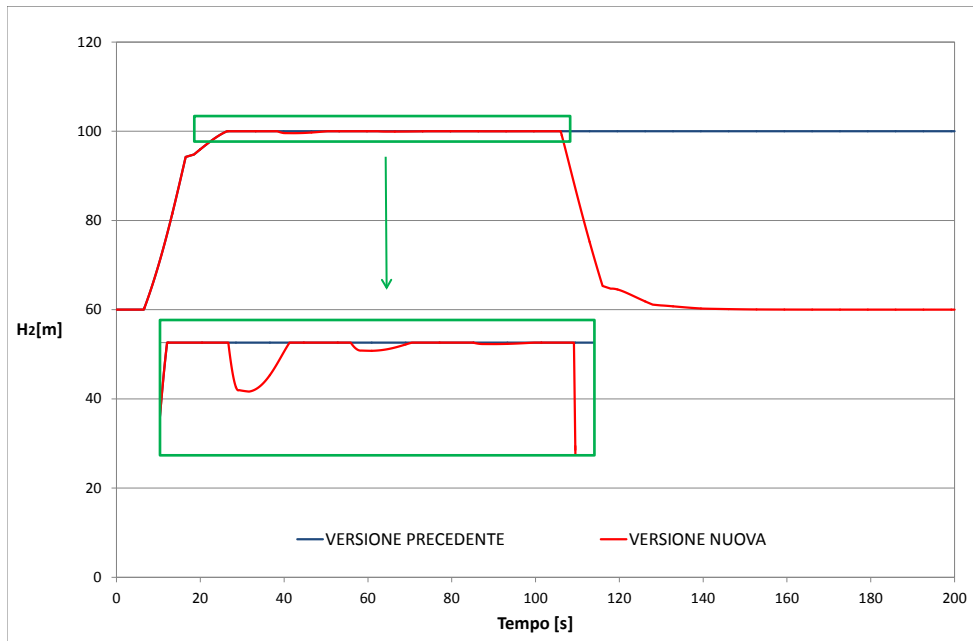


Figura 3.45: Curva caratteristica della pompa del sistema esaminato nel CASO4.

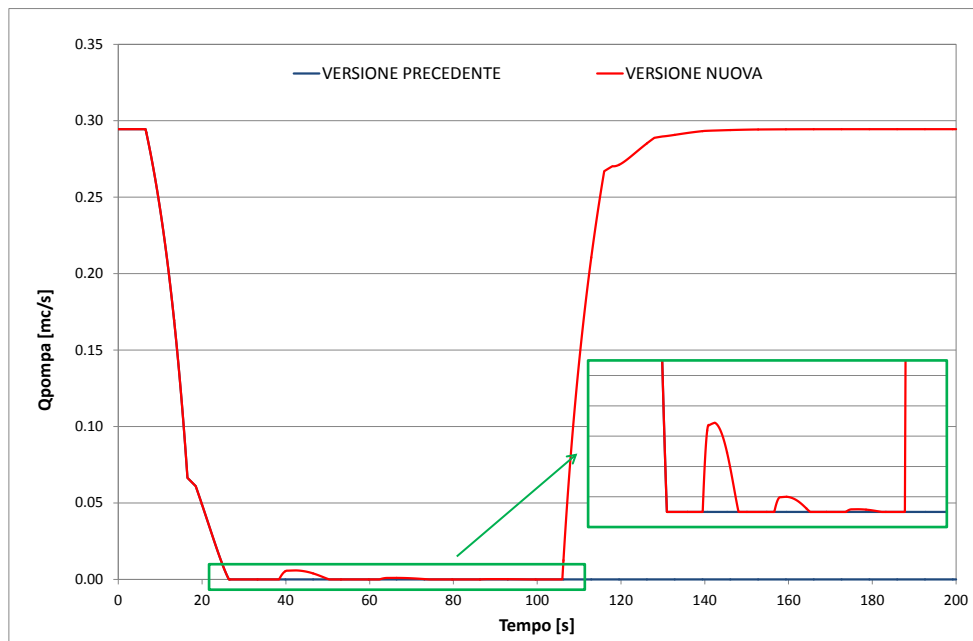
variazione automatica ed infine una sequenza di manovre “*apertura-chiusura-apertura*” all’idrante intervallate da un avviamento e uno spegnimento della pompa.

I risultati della prima simulazione sono evidenziati in figura 4.46 e figura 4.47. L’onda di pressione che si genera alla chiusura dell’idrante comporta il progressivo incremento della piezometrica in tutta la rete. A ridosso della pompa, l’effetto della manovra si risente all’incirca dopo 6 [s], essendo questo il tempo impiegato dalla perturbazione per percorrere la condotta in tutta la sua lunghezza. A causa della mancata erogazione della portata che continua comunque ad essere immessa nel sistema però, la sovrappressione cresce ben oltre i 30 [m] iniziali (stimabili anche con la relazione av_0/g), comportando nel giro di una ventina di secondi l’orizzontalità del cielo piezometrico, che si stabilizza attorno ad una quota di 100 [m] sul riferimento; valore dal quale la pompa non riesce più a sollevare portata.

Le soluzioni ottenute con le due versioni di STIFV si differenziano a partire dall’istante in cui si instaura la massima pressione in rete. Secondo la versione originale, nei grafici indicata con “precedente”, la pompa continuerebbe a fornire la massima prevalenza per tutto il resto della simulazione senza alcuna immissione di portata. Di conseguenza, alla successiva riapertura dell’idrante (100 [s]), la piezometrica risulterebbe ben superiore al valore di regime previsto (53.062356 [m]) e per soddisfare la continuità



(a) Andamento della quota piezometrica al nodo di valle della pompa.



(b) Andamento della portata sollevata dalla pompa.

Figura 3.46: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre “chiusura-apertura” all’idrante e senza imporre variazioni al regime di funzionamento della pompa.

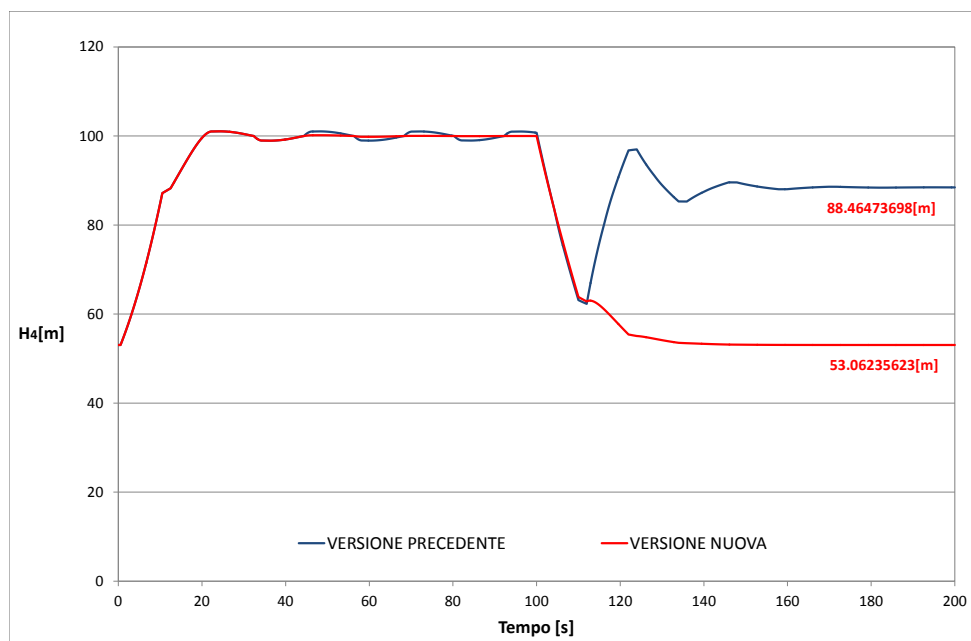


Figura 3.47: Andamento della quota piezometrica all'idrante, ottenuto con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre "chiusura-apertura" all'idrante e senza imporre variazioni al regime di funzionamento della pompa.

il modello comincerebbe ad immettere portata dal nodo 2. Poiché fisicamente il flusso dovrebbe esaurirsi una volta espulsa tutta l'acqua contenuta nella condotta, è evidente che se si continuasse ad utilizzare questa versione i risultati potrebbero non essere del tutto attendibili.

Con la nuova versione invece, a valle della pompa, nell'intervallo di tempo che intercorre tra la prima e la seconda manovra si riescono a rilevare le riduzioni della quota piezometrica prodotte dal passaggio delle onde di depressione, una volta che si sono riflesse all'idrante; perturbazioni via via meno significative per effetto delle dissipazioni e della portata che le stesse consentono di immettere nella condotta. È proprio all'arrivo della prima onda di depressione che è dovuto il rallentamento dell'incremento di pressione in prossimità dei 20 secondi. Inoltre, con la nuova versione si riesce finalmente a vedere il crollo della quota piezometrica conseguente alla messa a regime del sistema.

Imponendo la condizione al contorno di carico imposto solamente a partire dalla terza iterazione di ogni istante temporale esaminato quindi, si riesce a risolvere il limite

della prima versione e a seguire correttamente l’evoluzione del campo di moto anche in presenza di più manovre agli idranti.

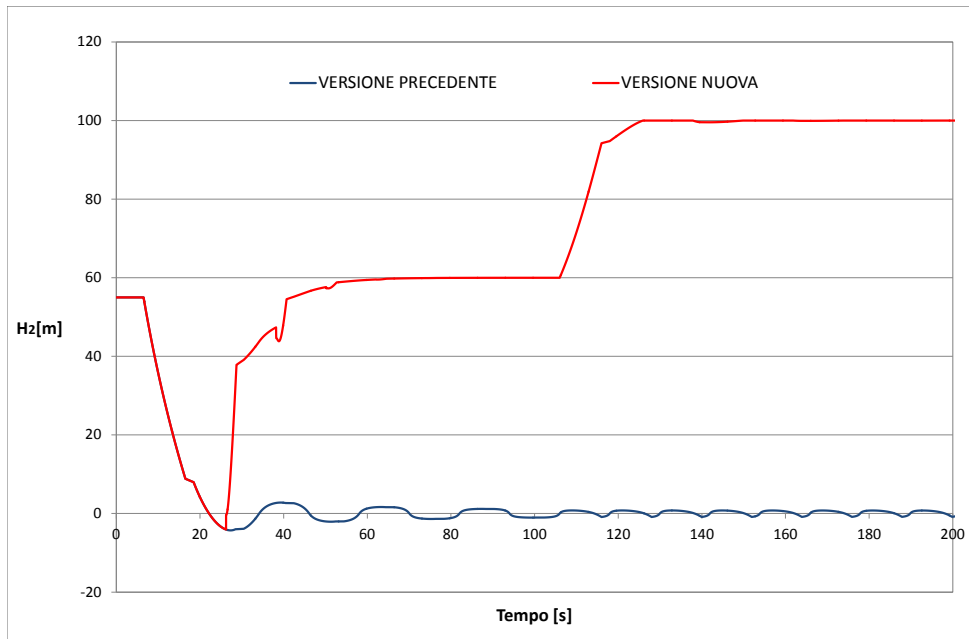
Non solo, come si denota dalla figura 4.48a in cui sono riportati i risultati della seconda simulazione, le modifiche consentono di riprodurre correttamente anche il funzionamento automatico delle pompe. Se non si forzasse l’avviamento della pompa, con la vecchia versione, in seguito all’apertura dell’idrante la pressione all’interno della rete comincerebbe a calare fino a portarsi al valore della pressione atmosferica. Con la nuova versione invece, optando per il funzionamento automatico della pompa, una volta trascorso l’intervallo temporale su cui viene misurata la pressione media da confrontare col valore di taratura del pressostato e constatato che il crollo del carico non è dovuta ad una semplice perturbazione/disturbo ma ad una vera e propria erogazione di portata, la pompa attacca portando la piezometrica alla condizione di regime voluta.

Come nella situazione descritta in precedenza poi, alla chiusura dell’idrante segue un ulteriore incremento di pressione, fino al completo annullamento della portata immessa in rete. Ciò nonostante, poiché la simulazione non è stata protratta sufficientemente a lungo nel tempo, la pompa non presenta ulteriori variazioni delle proprie condizioni operanti.

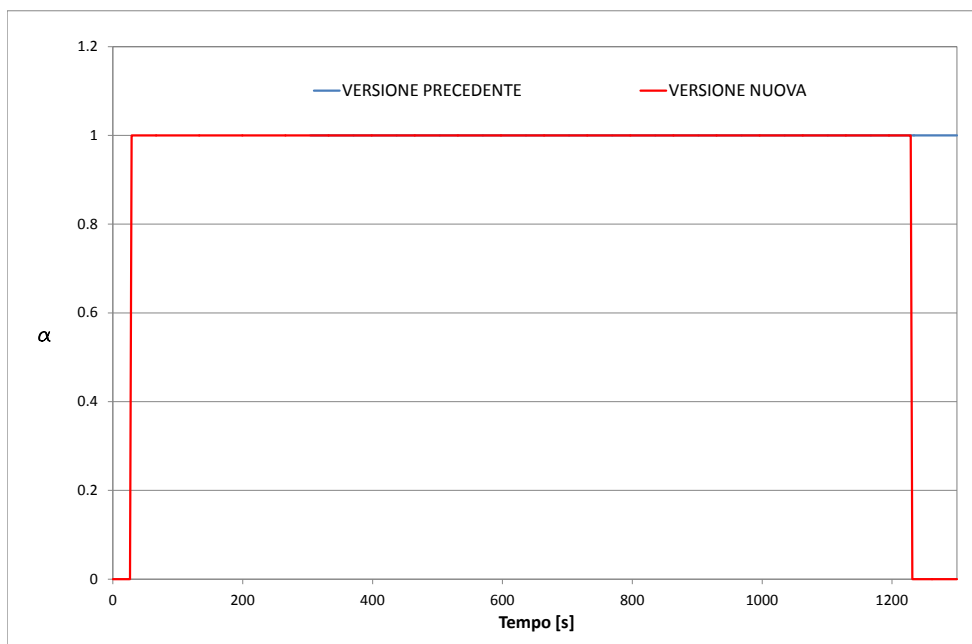
Per poterne effettivamente verificare lo spegnimento automatico, in base ai vincoli imposti dalla normativa a cui si è fatto riferimento nella scrittura della subroutine, è necessario prolungare le simulazioni oltre i 1200 [s]; così come si evidenzia in figura 4.48b.

Negli ultimi due grafici di figura 4.49 si riportano gli andamenti della quota piezometrica ai nodi 2 e 4 in presenza di una successione di manovre di apertura e chiusura all’idrante, intervallate da un avviamento e uno spegnimento della pompa. Come si può constatare, in presenza di manovre forzate, la nuova versione produce risultati analoghi alla versione precedente però, a differenza di quest’ultima, da la possibilità di riprodurre il funzionamento automatico della pompa al termine delle manovre per essa previste.

Alla riapertura dell’idrante infatti, mentre con la vecchia versione a pompa spenta la pressione può solo calare perché non c’è nulla che fornisca la portata richiesta, con quella nuova, il dispositivo può riattivarsi e ristabilire la condizione di regime; così come potrebbe pure spegnersi, purché trascorrono i soliti 20 minuti richiesti.

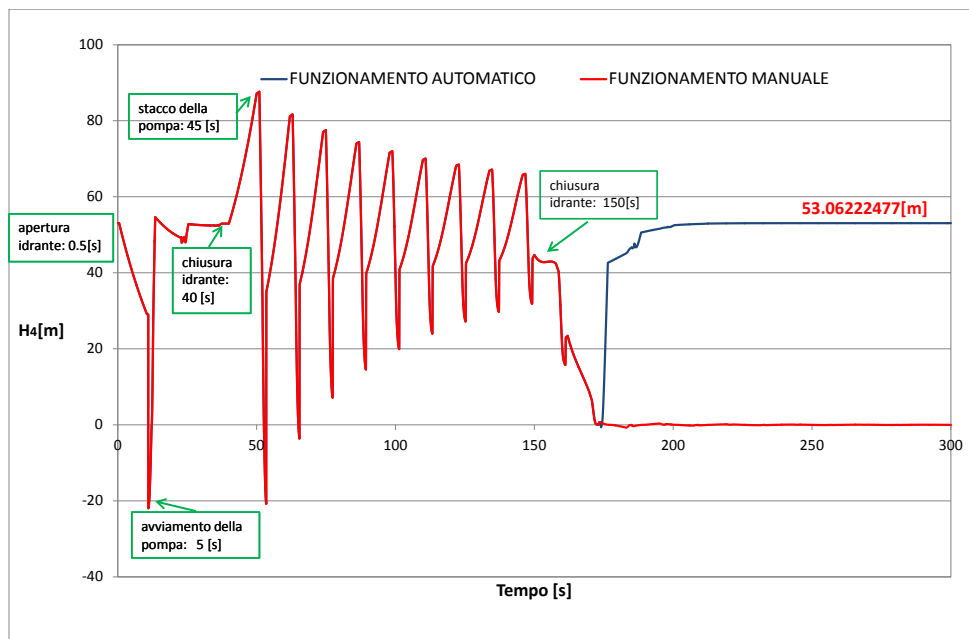


(a) Andamento della quota piezometrica al nodo di valle della pompa in assenza di manovre alla pompa.

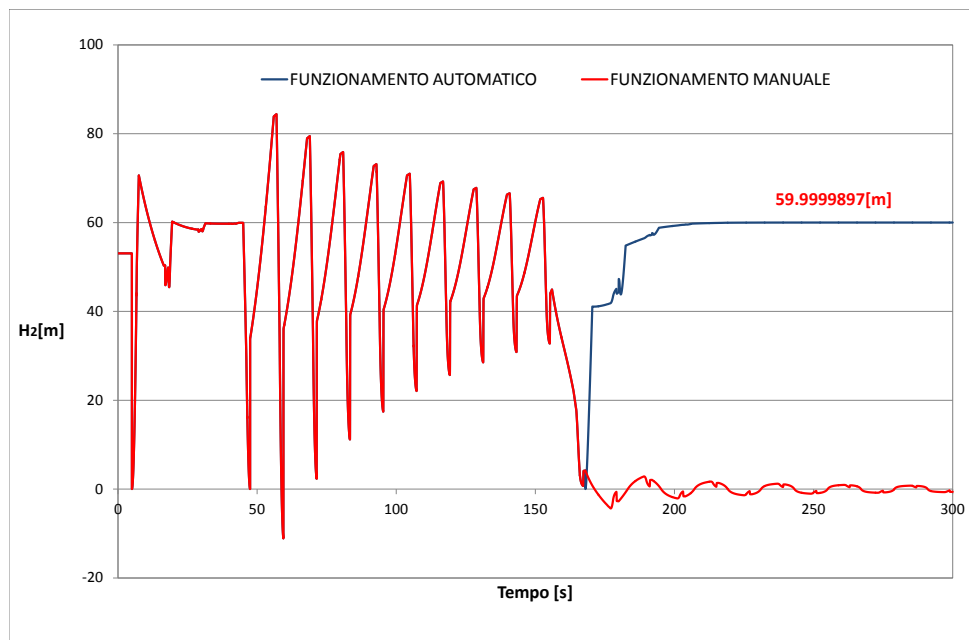


(b) Confronto degli andamenti del coefficiente α ottenuti con la nuova e la precedente versione nell'ipotesi di effettuare solamente l'accensione della pompa a 25 [s] e prevedendo, per la prima, il funzionamento automatico al termine della manovra.

Figura 3.48: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s] e una sequenza di manovre “apertura-chiusura” all'idrante.



(a) Andamento della quota piezometrica all'idrante.



(b) Andamento della quota piezometrica al nodo di valle della pompa in assenza di manovre alla pompa.

Figura 3.49: Soluzioni ottenute con un passo temporale $\Delta t = 0.01$ [s], una sequenza di manovre “apertura-chiusura-apertura” all'idrante e una sequenza di manovre “avviamento-spegnimento” della pompa .

Capitolo 4

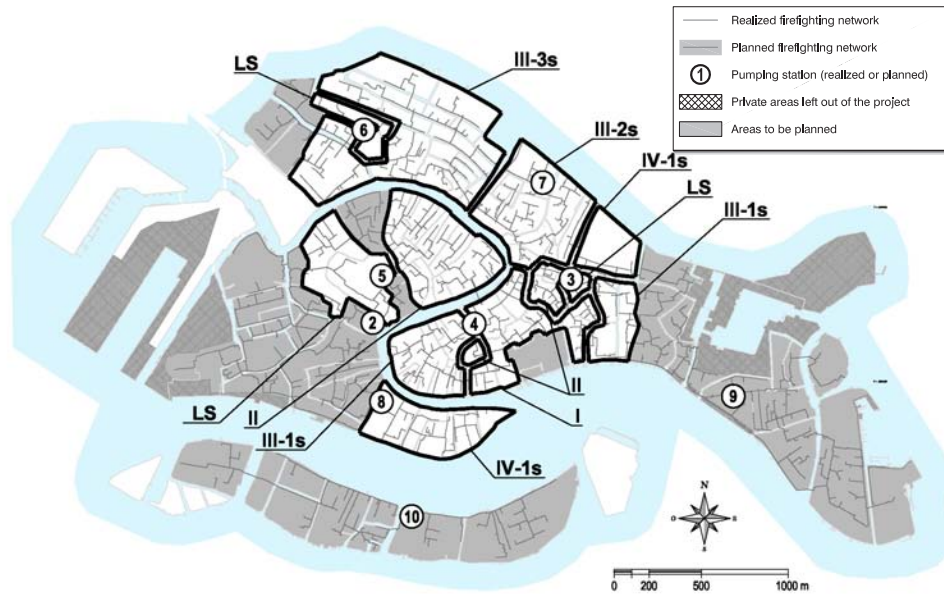
LA RETE ANTINCENDIO DEL CENTRO STORICO DI VENEZIA

4.1 Descrizione della rete

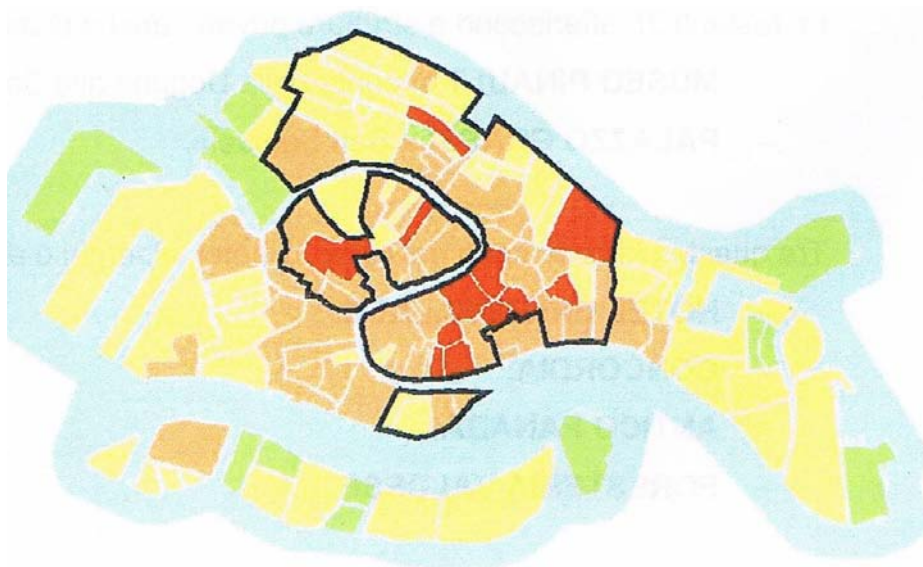
La città di Venezia è costituita per lo più da edifici storici, molto ravvicinati ed aventi una struttura costituita prevalentemente da materiale ligneo; caratteristiche che la rendono molto vulnerabile agli incendi, non ultimo quello che ha distrutto il teatro La Fenice nel gennaio del 1996.

Vista la limitata affidabilità del servizio antincendio, dovuta alla scarsa tempestività con cui potrebbe riuscire ad intervenire il Corpo Nazionale dei Vigili del Fuoco nei diversi punti della città, e le tragiche conseguenze che questa può avere, l'Amministrazione Comunale ha previsto la realizzazione di un nuovo sistema di protezione dagli incendi: una rete di distribuzione dedicata, progettata per lotti funzionali successivi e indipendenti.

Lo scopo era, da un lato, assicurare l'efficienza degli interventi sugli incendi, dall'altro, soddisfare le esigenze operative dei Vigili del Fuoco (VVF), sia in termini di portata, che, con adeguata prevalenza, deve essere garantita agli idranti al fine di consentire l'estinzione dei roghi, sia in termini di accessibilità agli edifici, indipendentemente dal



(a) I lotti della nuova rete antincendio di Venezia, realizzati e in progetto.



(b) Mappa del rischio di incendio del centro storico di Venezia, dove i colori rossi e verdi rappresentano rispettivamente le aree di maggiore e minore vulnerabilità.

Figura 4.1: Lotti a cui è stata data la precedenza nella realizzazione della nuova rete antincendio del centro storico della città di Venezia.

sestiere o dalla zona in cui essi si vengano a trovare e in qualunque condizione di marea. I mezzi antincendio infatti, le autopompe lagunari (APL), presentano una mobilità vincolata dai loro requisiti di pescaggio e dal franco al di sotto dei ponti.

La decisione di realizzare la rete antincendio è stata indotta anche dalla volontà di sostituire l'utilizzo dell'acqua salmastra con quello dell'acqua dolce poiché la prima, il più delle volte, provoca più danni agli edifici storici e alle opere d'arte di quanto non facciano gli stessi incendi. Dando la possibilità ai privati di allacciare i propri impianti antincendio alla rete si consente, inoltre, l'adeguamento alle normative vigenti anche di molti edifici storici, che non potendo predisporre le vasche di accumulo idrico, per mancanza di spazio o per la minor resistenza della struttura, altrimenti ne rimarrebbero sprovvisti.

La nuova rete antincendio, di proprietà del Comune, è concessa in uso prioritario al Corpo Nazionale dei Vigili del Fuoco, mentre la gestione e la manutenzione sono affidate a VERITAS (Veneziana Energia Risorse Idriche Territorio Ambiente Servizi) spa, la multiutility gestore del sistema di distribuzione idropotabile e delle acque di drenaggio urbano, a cui, nel 1995, l'Amministrazione Comunale ha affidato la valutazione della fattibilità dello sviluppo della rete stessa.

Per definire a quali lotti dare la precedenza, è stata realizzata la mappa di rischio d'incendio rappresentata in figura 5.1, suddividendo l'intera città in 106 unità territoriali di riferimento (UTR) e attribuendo a ciascuna di esse uno specifico grado di vulnerabilità, in funzione delle diverse situazioni ambientali che le contraddistinguono.

Il primo lotto, che assicurava il servizio nei sestieri di S. Maria Zobenigo, Frari, S. Maria Formosa e nelle aree del Ghetto, a cui è stato attribuito l'appellativo di sperimentale (per questo indicato con LS in figura 5.1a), è stato completato nel 1999. Nel 2004 è stato ultimato il lotto I, mentre tra il 2009 e il 2010 sono stati completati anche i lotti II, IV-1s, il III-1s, il III-2s e il III-3s; i lotti IV, V e VI, ovvero le aree in grigio in figura 5.1a, sono tuttora in fase di completamento. In bianco sono evidenziate invece le aree escluse dal progetto come la stazione ferroviaria di S. Lucia, il Tronchetto, l'Arsenale, l'isola di S.Giorgio e la stazione marittima.

Risultano operativi circa 40 km di condotte e 700 idranti. Il collegamento tra i vari lotti, comunque autonomamente funzionanti, è garantito dalla dorsale principale evidenziata in figura 5.2, realizzata con condotte in PEAD P100 PN16 aventi un diametro nominale DN225 mm (diametro interno di 184mm e spessore di 20,5 mm) ed

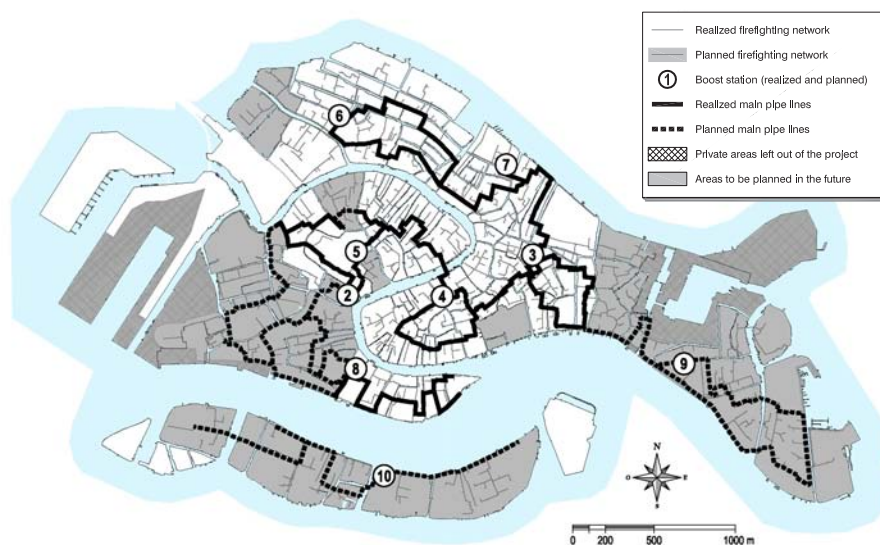


Figura 4.2: Le dorsali principali che collegano i lotti della nuova rete antincendio di Venezia, realizzate e in fase di progetto.

avente lo scopo di assicurare ridondanza al sistema. Da questa, staccano le derivazioni secondarie che raggiungono il singolo idrante, sempre in PEAD P100 PN16 ma con un diametro nominale ridotto, DN125 mm (diametro interno di 102,2mm e spessore di 11,4 mm). Gli attraversamenti dei canali, quando posati in asciutto, sono stati realizzati con condotte in acciaio DN200 mm, rivestite internamente con resine epossidiche all'interno, all'esterno con polietilene estruso a triplo strato e con protezione catodica; utilizzando altrimenti condotte in PEAD PN16 DN225 mm messe in opera con la tecnica di trivellazione orizzontale controllata [Salandin et al., 2012].

Gli idranti sono del tipo soprasuolo con posizione di rottura predisposta, modello "Apollo" DN100 mm, conformi alla norma UNI EN 14384 e dotati di due bocchette d'erogazione DN70 UNI 810 per l'allacciamento delle manichette in dotazione al Corpo Nazionale dei Vigili del Fuoco. Per poter esser facilmente individuata, ciascuna posizione d'erogazione è stata contrassegnata con un codice identificativo composto dall'unità territoriale di riferimento e da un numero progressivo all'interno della stessa UTR. Affinché il servizio antincendio sia assicurato anche in caso di una interruzione della dorsale, come quella verificatasi in seguito alla rottura per conto di terzi della condotta che collega la centralina Gesuiti (la n. 7 in figura 5.2) ogni idrante è stato connesso a due centraline, oppure ad una porzione di rete magliata.

La rete è collegata al sistema di distribuzione potabile della città mediante sei centraline di pressurizzazione (le n. 3, 4, 6, 7, 8 e la n. 2 che sarà sostituita dalla numero 5 in fase di completamento), più altre due che saranno realizzate in occasione del suo previsto sviluppo nella parte orientale del sestiere di Castello e nell'isola della Giudecca (centraline n. 9 e 10 in figura). Ognuna di esse è dotata di una pompa pilota, atta al mantenimento della pressione media a 6 bar in caso di assenza di erogazione, e di due gruppi di spinta che entrano in funzione in sequenza all'aumentare della richiesta di portata; solo in alcune sono presenti anche due motopompe, per garantire il servizio anche in caso di blackout.

Per non interferire col normale funzionamento del sistema idropotabile e garantire la portata agli idranti, ciascuna centralina è stata allacciata ad una condotta di grosso diametro dell'acquedotto.

4.2 Problematiche rilevate nella gestione della rete

La rete è stata progettata al fine di garantire l'erogazione di una portata massima di 30 l/s, equamente suddivisa fra due idranti in funzione, posti ad una distanza limitata tra loro. Per tale motivo, le pompe di cui è stata dotata ciascuna centralina di pressurizzazione sono state scelte affinché assicurino una piezometrica di circa 6 bar agli idranti in erogazione, comportando, con la loro accensione, un incremento locale della stessa almeno fino ad 8 bar.

Conformemente a quanto espressamente richiesto da normativa (UNI EN 12845), è previsto che l'avviamento dei gruppi di spinta sia completamente automatico e che si verifichi non appena la perturbazione, generatasi con l'apertura anche di un solo idrante, una volta giunta alle rispettive condotte di mandata, riduca la pressione ad un valore inferiore a quello di taratura dei pressostati, su di esse installati. Al contrario, lo stacco delle pompe deve essere attuato sul posto dai Vigili del Fuoco o dai tecnici della rete. La UNI EN 12845 prevede infatti che lo spegnimento di tali pompe non possa essere né automatico né controllato da remoto. Questa organizzazione, combinata alla completa interconnessione del sistema antincendio, tuttavia ha determinato alcune problematiche nella gestione dello stesso.

La perturbazione prodotta dall'apertura di un idrante può, nella sua propagazione, provocare l'avviamento di più centraline contemporaneamente, generando valori indesiderati di sovrappressione ed un esubero di risorsa. Altresì, se la richiesta è conseguente all'uso di una sola manichetta antincendio, può capitare anche che l'accensione delle sole pompe pilota di due centrali di pressurizzazione vicine, inibisca quella delle elettropompe, lasciando così la pressione ad un valore inferiore ai 6 bar minimi previsti.

A causa della limitazione imposta al loro spegnimento, inoltre, se non si inviassero tempestivamente personale alle centraline, il funzionamento prolungato delle pompe, in assenza di erogazione, potrebbe danneggiare seriamente le stesse o l'intera rete; comportando, ad esempio, il cedimento di una condotta o di un giunto, con conseguente perdita di ingenti portate ad elevate pressioni e relativi danni alla sede viaria, fino allo spegnimento.

È per riuscire a trovare una soluzione a questi problemi, per fornire indicazioni sulle misure correttive da apportare alla gestione della rete e per verificare la capacità nonché l'affidabilità del sistema antincendio descritto, che è stato realizzato il modello a moto vario presentato nei precedenti capitoli.

Affinché tale modello riesca effettivamente a simulare la risposta del sistema in esame a seguito dei fenomeni transitori prodotti da manovre di apertura/chiusura sugli idranti e da conseguenti avviamenti/spegnimenti delle pompe, a cavallo tra il 2011 e il 2012, sono state condotte due prove di campo finalizzate alla raccolta dei dati utili alla sua calibrazione; prove di seguito descritte, mettendo in evidenza i principali problemi riscontrati nell'acquisizione delle informazioni, gli strumenti utilizzati e i risultati ottenuti.

4.3 Analisi della risposta della rete

Per riuscire ad effettuare e validare una prima calibrazione del modello, in collaborazione con VERITAS e con l'aiuto del Corpo Nazionale dei Vigili del fuoco, l'1 dicembre 2011 e il 7 marzo 2012 sono state condotte due prove di campo volte alla misurazione dei valori di pressione e di portata in specifici punti del sistema. La porzione di rete eletta a campo sperimentale è quella evidenziata in figura 5.3, posta a nord della città di Venezia, nel sestiere di Cannareggio, e servita dalle centraline di pressurizzazione Ghetto-Comparetti e Gesuiti (rispettivamente la n. 6 e la n. 7 in figura 5.2).

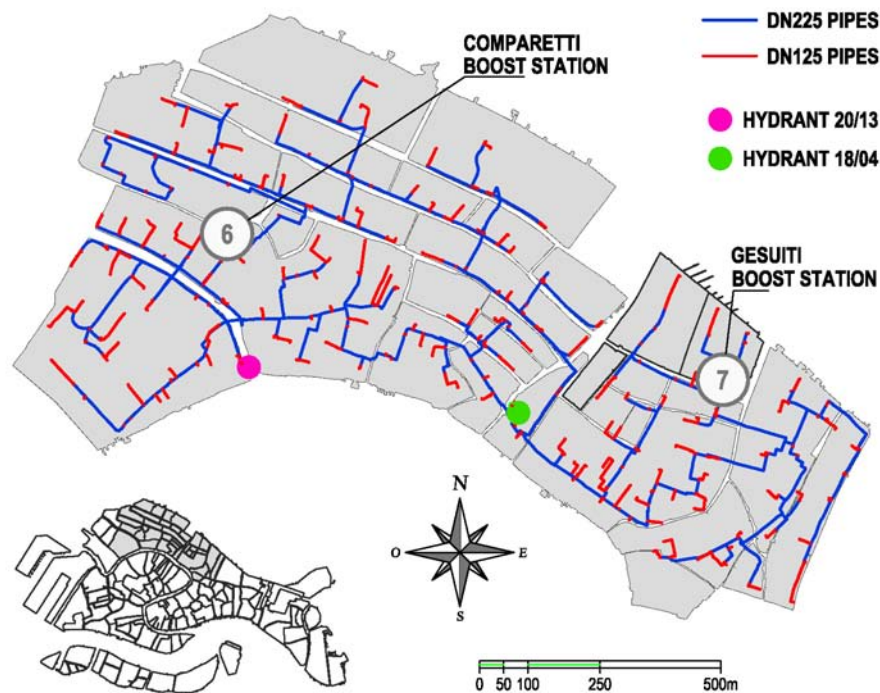


Figura 4.3: Porzione di rete, nel sestiere di Cannareggio, eletta a campo sperimentale.

La scelta di condurre le indagini su questo tratto di rete è stata determinata dalla necessità di limitare l'ambito sperimentale ad una porzione del sistema relativamente contenuta, sulla quale fosse comunque possibile osservare l'influenza reciproca di più centraline; di questa sono inoltre noti, con maggiore precisione rispetto ad altre parti della rete, l'andamento piano altimetrico delle condotte, le caratteristiche tecniche delle stazioni di pompaggio, nonché le curve caratteristiche delle pompe installate.

Al fine di valutare la risposta del sistema a seguito di una successione di manovre di apertura e chiusura operate su di una singola manichetta antincendio collegata ad un idrante, in entrambe le date, si è pensato di misurare il valore della pressione alle centraline e i valori di pressione e portata in un punto d'erogazione prestabilito. Tuttavia, come sarà meglio illustrato nelle successive sottosezioni, a causa di un danneggiamento della rete, questo lo si è potuto fare per la sola prova di dicembre; per quella di marzo, oltre ai dati registrati all'idrante, è stato possibile registrare solo la pressione alla centralina Ghetto - Comparetti.

Volendo verificare come la distanza del punto d'erogazione dalle centraline possa

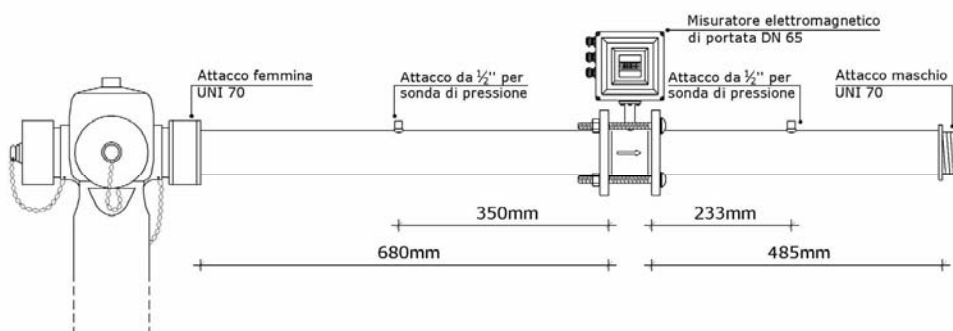


Figura 4.4: Dispositivo utilizzato per la misura della portata e della pressione in corrispondenza dell'idrante.

influire sul comportamento delle pompe in esse presenti, sia in dicembre che in marzo, le indagini sono state condotte su due diversi dispositivi: il 20/13 e il 18/04, indicati rispettivamente in magenta e in verde in figura 5.3; scelti anche per la limitata possibilità di arrecare danno a passanti o imbarcazioni nell'emungimento della portata durante le prove.

Queste ultime pertanto sono state articolate in due fasi, volte rispettivamente alla misurazione della risposta della rete all'idrante 20/13, in tarda mattinata, e al 18/04, nel primo pomeriggio.

Sulla condotta di mandata delle due centraline coinvolte, vista la limitata frequenza con cui sono in grado di registrare i valori di pressione gli strumenti di misura e il sistema di acquisizione dei dati di cui le stesse sono dotate (1 Hz), caratteristica che impedisce di rilevare correttamente i transitori prodotti da brusche manovre, è stata installata una sonda di pressione AEP LabTP14 prodotta dalla AEP Transducers, con accuratezza dello 0.05% sul fondo scala di 10 bar. Collegato ad un datalogger myDAQ della National Instruments, a sua volta collegato ad un portatile, tale strumento garantisce l'acquisizione del segnale con una frequenza di 100 Hz.

Per eseguire le misure di portata e di pressione all'idrante, invece, si è ricorsi al dispositivo rappresentato in figura 5.4: uno spezzone di tubo in acciaio, lungo circa un 1 metro, dotato di attacchi filettati DN70 mm così da poter esser facilmente collegato alla bocchetta d'erogazione dell'idrante, a monte, e al quale può essere collegata la manichetta antincendio, a valle. All'incirca a metà di questa tubazione è stato inserito il misuratore di portata elettromagnetico ISOMAG MS1000 caratterizzato da

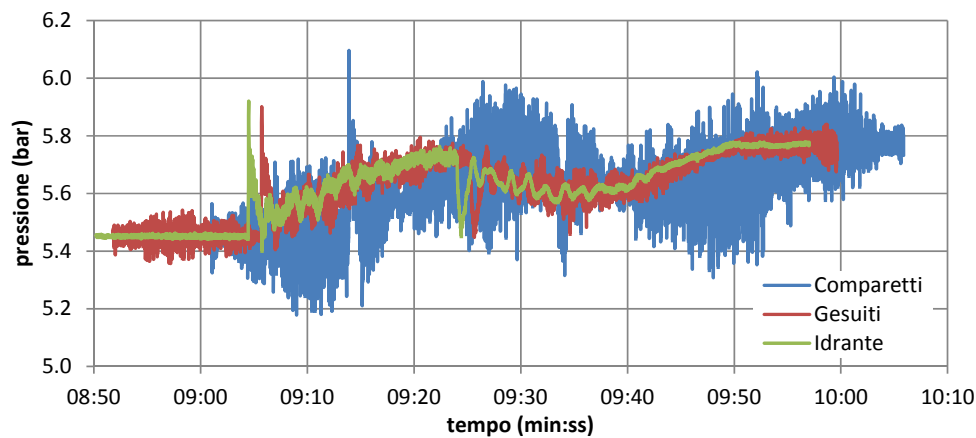


Figura 4.5: Andamento delle pressioni rilevato dai tre strumenti durante la sincronizzazione dell'1/12/2011. Il nome attribuito a ciascuna rilevazione indica il luogo in cui sarà utilizzato lo strumento durante le prove.

un'accuratezza di $\pm 0.5\%$ sul valore letto, mentre in entrambi i tronchetti, di monte e di valle, è stato predisposto un attacco da $1/2''$ per consentire le letture della pressione nella posizione desiderata. Anche per le misure di pressione all'idrante si è ricorsi ad un sensore modello AEP LabTP14; in questo caso però collegato ad un chassis cDAQ con modulo NI-9203 della National Instruments, utilizzato per acquisire anche il segnale del misuratore di portata, sempre con una frequenza di 100 Hz. Come manichetta antincendio, è stato utilizzato il modello standard in dotazione ai Vigili del Fuoco, caratterizzato da una lunghezza di $20 \pm 0.5\%$ e un diametro nominale DN70 mm.

4.3.1 Prova sperimentale dell'1/12/2011

Prima di procedere con la rilevazione dei valori di pressione e portata utili alla calibrazione del modello, il giorno della prova, presso la centralina Ghetto - Comparetti, è stata effettuata la sincronizzazione degli strumenti e un controllo sul fondo scala delle celle di pressione. Tutti e tre i trasmettitori, collegati ai relativi dispositivi acquisitori, sono stati contemporaneamente installati sulla condotta di mandata in modo che potessero rilevare la stessa variazione di pressione, indotta dall'avviamento, e successivo spegnimento, della pompa pilota. Poichè i segnali sono acquisiti in tensione, alle centraline, e in corrente, all'idrante, per poterli convertire in valori di pressione è stato necessario utilizzare le rette di calibrazione associate al sensore con cui sono

stati rilevati; rette definite presso il banco di prova del Dipartimento ICEA e di seguito riportate:

- Sonda num. Serie 809765 (idranti 20/13 e 18/04):

$$pressione(bar) = 0.6329mA - 2.6247$$

- Sonda num. Serie 809770 (centralina Comparetti):

$$pressione(bar) = 2.5435V - 2.6306$$

- Sonda num. Serie 809769 (centralina Gesuiti):

$$pressione(bar) = 2.5499V - 2.6412$$

- Misuratore di portata (idranti 20/13 e 18/04):

$$portata(l/s) = 0.625mA - 2.5$$

Come si evince dai risultati di questa prima fase di sincronizzazione, riportati in figura 5.5, nonostante i sensori siano del tutto identici, i valori di pressione acquisiti dai dispositivi destinati alle misurazioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti, i due myDAQ, risultano affetti da oscillazioni rispettivamente di 0.4 e 0.1 bar; ben più significative rispetto a quelle, irrisorie, che invece caratterizzano le acquisizioni ottenute con il cDAQ.

Tali differenze sono da imputare alle diverse caratteristiche che contraddistinguono i dispositivi di acquisizione, decisamente superiori per il cDAQ, tra le quali la modalità d'alimentazione. Infatti, mentre il cDAQ è alimentato a batteria, i myDAQ sono collegati alla linea elettrica mediante alimentatori stabilizzati a corrente continua; alimentatori che potrebbero non funzionare correttamente o, come nella situazione verificatasi l'1 dicembre, che potrebbero risentire delle forti vibrazioni alle quali sono sottoposte le pompe, essendo la messa a terra dell'impianto elettrico alla Comparetti direttamente collegata alla loro struttura metallica di sostegno. Parte dell'oscillazione è attribuibile anche all'interazione tra i datalogger e i diversi tipi di computer a cui

sono collegati che, nel caso di utilizzo di netbook, sembra creare qualche problema [Salandin et al., 2012].

La minima differenza tra i valori medi di pressione valutati durante la fase stazionaria iniziale, coerente con la precisione strumentale (± 0.003 bar), comunque conferma l'accuratezza della taratura.

Particolarmente evidenti sono i ritardi temporali tra le misure registrate dal sistema di acquisizione da collocare all'idrante e quelli da collocare alle centraline (circa 1 secondo per il myDAQ da utilizzare alla Gesuiti e 9.5 secondi per quello destinato alla Comparetti).

Mentre, però, le oscillazioni non hanno precluso la possibilità di esaminare i fenomeni transitori che si manifestano all'interno della porzione di rete in esame, potendo filtrare i risultati con una frequenza più bassa, lo sfasamento tra le misure, dovuto alla deriva del clock interno dei tre diversi computer, sincronizzati alcune ore prima in rete, non ha consentito di stimare sperimentalmente la celerità con cui questi fenomeni si propagano.

In tabella 5.1 e figura 5.6 sono riportate rispettivamente la sequenza di manovre operate all'idrante 20/13 e gli andamenti delle pressioni alle centraline, nonché gli andamenti della pressione e della portata rilevati allo stesso idrante, ad esse conseguenti. Per i motivi poc'anzi descritti, i valori misurati sono stati filtrati alla frequenza di 10 Hz. Al fine di consentire l'avviamento dell'elettropompa 1 del gruppo di pressurizzazione della Ghetto - Comparetti, che altrimenti rimarrebbe inattiva a causa del funzionamento simultaneo delle pompe di compensazione delle due centraline, alle 11:25 è stata inibita la pompa pilota posta nella medesima stazione. Pochi minuti più tardi, alle 11:27, a causa del forte incremento di pressione nella rete si spegne automaticamente anche la pompa pilota alla stazione Gesuiti. La massima pressione (10.5 bar) si rileva in prossimità della bocchetta d'erogazione alle 11:29 circa, istante in cui viene spenta l'elettropompa.

In tabella 5.2 e figura 5.7 sono riportate le manovre eseguite all'idrante 18/04 e la conseguente risposta, filtrata, della rete. In questa prova, per forzare l'avviamento delle elettropompe di entrambe le centraline, alle 12:24 sono state inibite sia la pompa di compensazione a Gesuiti che quella a Ghetto - Comparetti. Il funzionamento contemporaneo dei due gruppi di spinta comporta un incremento di pressione maggiore rispetto a quello verificatosi durante la prova eseguita sull'idrante 20/13, tant'è che in questo caso il datalogger, capace di acquisire segnali di tensione limitati a $\pm 10V$, è

Tabella 4.1: Sequenza di manovre operate sull'idrante 20/13 in data 1 dicembre 2011. A queste, evidenziate in corsivo, sono precedute una serie di manovre preliminari volte allo sfiato delle tubazioni

Orario	Idrante 20/13	Centralina Comparetti	Centralina Gesuiti
11:20	<i>Apertura Lancia1</i>	Pompa pilota: attiva	Pompe: tutte ferme
11:22	Aperto	Pompa pilota: attiva	Pompa pilota: accesa
11:25	Aperto	Pompa pilota: inibita	Pompa pilota: attiva
11:26	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>	Pompa pilota: attiva
11:27	Aperto	Elettropompa: attiva	Pompa pilota: spenta
11:29	Aperto	<i>Elettropompa: spenta</i>	Pompe: tutte ferme
11:32	<i>Chiusura Lancia 1</i>	Pompe: tutte ferme	Pompe: tutte ferme
11:33	<i>Apertura Lancia 2</i>	Pompe: tutte ferme	Pompe: tutte ferme
11:33	Aperto	<i>Pompa pilota: accesa</i>	Pompe: tutte ferme
11:33	Aperto	Pompa pilota: attiva	<i>Pompa pilota: accesa</i>
11:37	<i>Chiusura Lancia 2</i>	Pompa pilota: attiva	Pompa pilota: attiva
11:38	Chiuso	<i>Pompa pilota: spenta</i>	Pompa pilota: attiva
11:38	Chiuso	Pompe: tutte ferme	<i>Pompa pilota: spenta</i>

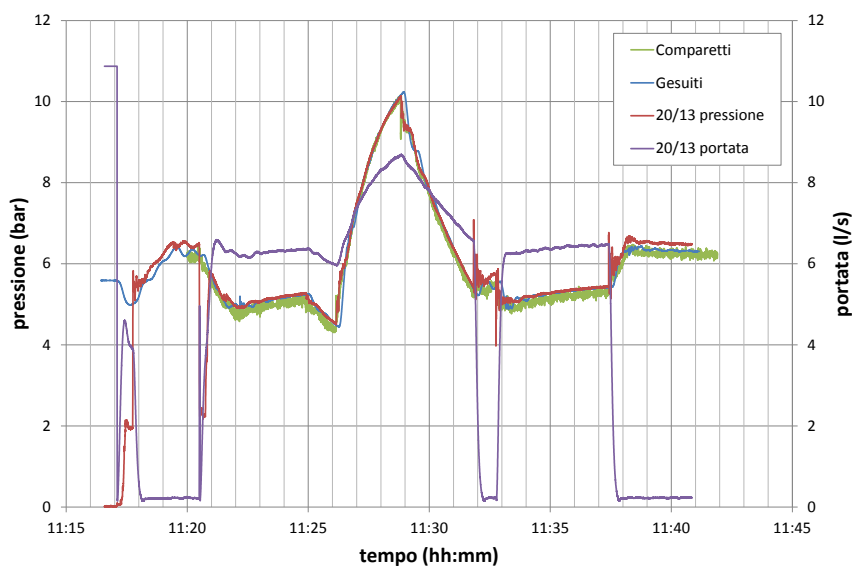


Figura 4.6: Risposta della rete alla sequenza di manovre operate sull'idrante 20/13 in data 1 dicembre 2011.

andato fuori scala. Questo è il motivo per cui, tra le 12:25 e le 12:30, è stato registrato un valore costante di pressione pari a 11 bar.

Tabella 4.2: Sequenza di manovre operate sull'idrante 18/04 in data 1 dicembre 2011. A queste, evidenziate in corsivo, sono precedute una serie di manovre preliminari volte allo sfiato delle tubazioni

Orario	Idrante 18/04	Centralina Comparetti	Centralina Gesuiti
12:12	<i>Apertura Lancia 1</i>	Pompe: tutte ferme	Pompe: tutte ferme
12:14	Aperto	<i>Pompa pilota: accesa</i>	<i>Pompa pilota: accesa</i>
12:19	<i>Chiusura Lancia 1</i>	Pompa pilota: attiva	Pompa pilota: attiva
12:21	Chiuso	<i>Pompa pilota: spenta</i>	<i>Pompa pilota: spenta</i>
12:21	<i>Apertura Lancia 2</i>	Pompe: tutte ferme	Pompe: tutte ferme
12:22	Aperto	<i>Pompa pilota: accesa</i>	<i>Pompa pilota: accesa</i>
12:24	Aperto	<i>Pompa pilota: inibita</i>	<i>Pompa pilota: inibita</i>
12:25	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>	Pompe: tutte ferme
12:25	Aperto	Elettropompa: attiva	<i>Elettropompa: accesa</i>
12:27	Aperto	<i>Elettropompa: spenta</i>	Elettropompa: attiva
12:29	Aperto	Pompe: tutte ferme	<i>Elettropompa: spenta</i>
12:31	Aperto	Pilota in automatico	Pilota in automatico
12:33	Aperto	Pompe: tutte ferme	<i>Pompa pilota: accesa</i>
12:33	Aperto	<i>Pompa pilota: accesa</i>	Pompa pilota: attiva
12:35	<i>Chiusura Lancia 2</i>	Pompa pilota: attiva	Pompa pilota: attiva
12:37	Chiuso	<i>Pompa pilota: spenta</i>	<i>Pompa pilota: spenta</i>
12:37	<i>Apertura Lancia 3</i>	Pompa pilota: spenta	Pompa pilota: spenta
12:38	Aperto	Pompe: tutte ferme	<i>Pompa pilota: accesa</i>
12:38	Aperto	<i>Pompa pilota: accesa</i>	Pompa pilota: attiva
12:46	<i>Chiusura Lancia 3</i>	Pompa pilota: attiva	Pompa pilota: attiva
12:47	Chiuso	<i>Pompa pilota: spenta</i>	<i>Pompa pilota: spenta</i>

4.3.2 Prova sperimentale del 7/03/2012

Le prove agli idranti 20/13 e 18/04 del 7 marzo 2012 erano state programmate con l'intento di riuscire ad effettuare una misurazione più accurata della risposta della rete rispetto a quella eseguita nel mese di dicembre, così da disporre di dati più affidabili da poter confrontare con quelli già a disposizione e riuscire, di conseguenza, a calibrare il modello in via definitiva.

A tale scopo, per ovviare ai problemi che hanno caratterizzato la prima indagine di campo, legati alla deriva del clock interno dei computer e alle continue oscillazioni dei valori acquisiti con la strumentazione destinata alle centraline di pressurizzazione, si è deciso di sincronizzare tutti i computer portatili con l'ora del sito *windows.time.com* prima dell'apertura dei file di acquisizione e dell'archiviazione dei dati, e di modificare

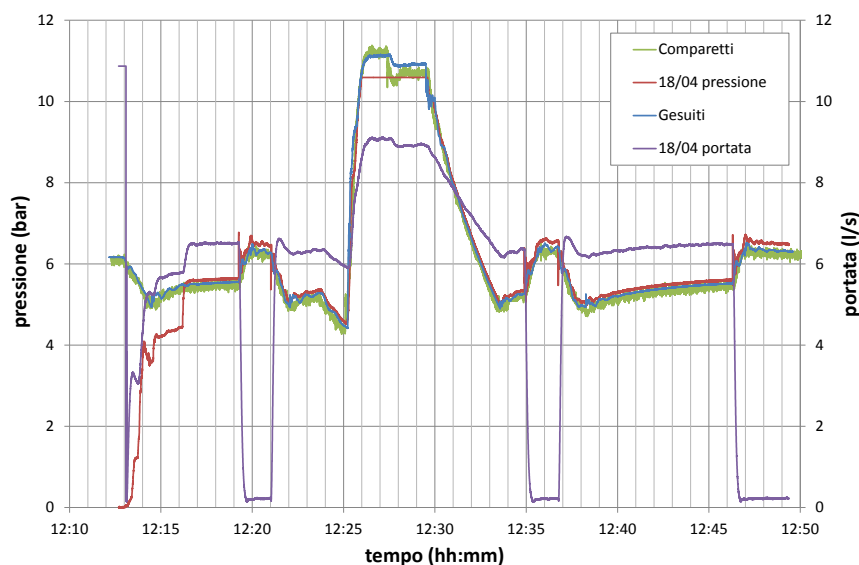


Figura 4.7: Risposta della rete alla sequenza di manovre operate sull'idrante 18/04 in data 1 dicembre 2011.

la modalità d'alimentazione dei datalogger myDAQ, sostituendo i trasformatori con una batteria.

Purtroppo, come si denota in figura 5.11 e figura 5.12, l'unico risultato positivo che si è riusciti ad ottenere con le due soluzioni programmate è stato l'eliminazione dei disturbi di cui era affetto il segnale acquisito alle centraline, grazie alla quale è stato possibile aumentare la frequenza delle registrazioni, passando da 100 a 1000 Hz. A causa del mancato funzionamento del sito prescelto per la sincronizzazione degli strumenti, infatti, lo sfasamento temporale tra i dati registrati nelle posizioni prescelte della rete è risultato ben più significativo di quello verificatosi durante la prima prova. Stando ai valori acquisiti, l'incremento di pressione prodotto dall'avviamento della centralina si verificherebbe addirittura prima nel punto d'erogazione che alla centralina stessa; segno evidente che le misure registrate con la strumentazione usata ai gruppi di spinta sono affette da un ritardo temporale, approssimativamente pari all'intervallo che intercorre tra gli istanti in cui si rilevano le minime/massime pressioni nei due punti della rete messi a confronto. Non riuscendo a definire sperimentalmente il tempo impiegato dalle perturbazioni per percorrere un tratto di lunghezza nota, anche con questa seconda indagine di campo non è stato quindi possibile stimare sperimentalmente il valore della

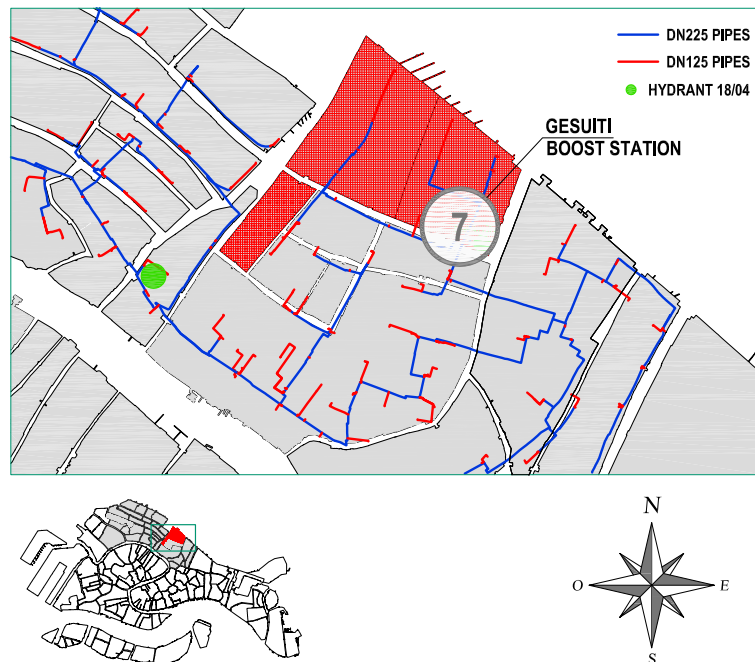


Figura 4.8: Porzione di rete isolata a seguito della rottura di un attraversamento in prossimità della centralina Gesuiti.

celerità di propagazione da utilizzare nella calibrazione del modello.

Nonostante gli accorgimenti presi, durante questa seconda prova si sono verificati ulteriori problemi che hanno invalidato, in diversa misura, l'analisi. Il più significativo tra questi è stato l'isolamento della centralina Gesuiti a seguito del danneggiamento di un attraversamento in sua prossimità che, oltre a non consentire la valutazione della mutua interazione delle due stazioni di rilancio, ha anche alterato la configurazione del tratto di rete in esame, rendendo inconfrontabili le registrazioni ottenute con le due diverse indagini di campo. Inoltre, per contenere le perdite di risorsa conseguenti alla suddetta rottura, è stato modificato il grado di apertura di alcuni organi di regolazione in punti non noti della rete, di cui quindi non si è in grado di tener conto.

Disponendo della centralina Ghetto - Comparetti, si è deciso di misurare comunque la risposta del sistema alle manovre operate ai soliti idranti 20/13 e 18/04, questa volta però mantenendo costantemente inibita la pompa pilota, per forzare l'avviamento dell'elettropompa, a necessità, e di utilizzare la sonda destinata alla stazione Gesuiti per registrare anche la pressione in aspirazione; grandezza indispensabile per la corretta

imposizione delle condizioni al contorno nel modello. Rispetto alla prova di dicembre, per la trasformazione dei segnali acquisiti sono stati utilizzate le seguenti rette di calibrazione:

- Sonda num. Serie 809765 (idranti 20/13 e 18/04):

$$pressione(bar) = 2.500881V - 2.771569$$

- Sonda num. Serie 809770 (mandata Comparetti):

$$pressione(bar) = 2.488526V - 2.719759$$

- Sonda num. Serie 809769 (aspirazione Comparetti):

$$pressione(bar) = 2.483195V - 2.733386$$

- Misuratore di portata (idranti 20/13 e 18/04):

$$portata(l/s) = 0.625mA - 2.5$$

In tabella 5.3 sono riportate le manovre operate sulla lancia collegata all'idrante 20/13, evidenziando in corsivo gli eventi che marcano il tempo. Complessivamente sono stati eseguiti tre cicli di manovre ma, di questi, solo gli ultimi due sono stati utilizzati per verificare la risposta della rete; il primo è servito a sfiatare le tubazioni. Ciascun ciclo è dettato dall'avviamento automatico dell'elettropompa, nettamente distinguibile in figura 5.9a per il crollo istantaneo della pressione in aspirazione e il suo repentino incremento in mandata. In figura 5.9b sono riportati gli andamenti della pressione e della portata misurati all'idrante. È evidente il consistente disturbo di cui è affetto il segnale registrato dal misuratore di portata, attribuibile all'emissione di onde radio dalle strumentazioni di bordo delle imbarcazioni in transito e dalla vicina sede RAI; così come evidente è anche l'assenza di misurazioni nell'intervallo temporale compreso tra le 11:21 e le 11:23, dovuta al mal funzionamento del cDAQ. Per portare a termine l'indagine, dal verificarsi di tale evento, le misure di pressione all'idrante sono state effettuate con

Tabella 4.3: Sequenza di manovre operate sull'idrante 20/13 in data 7 marzo 2012. A queste, evidenziate in corsivo, sono precedute una serie di manovre preliminari volte allo sfiato delle tubazioni.

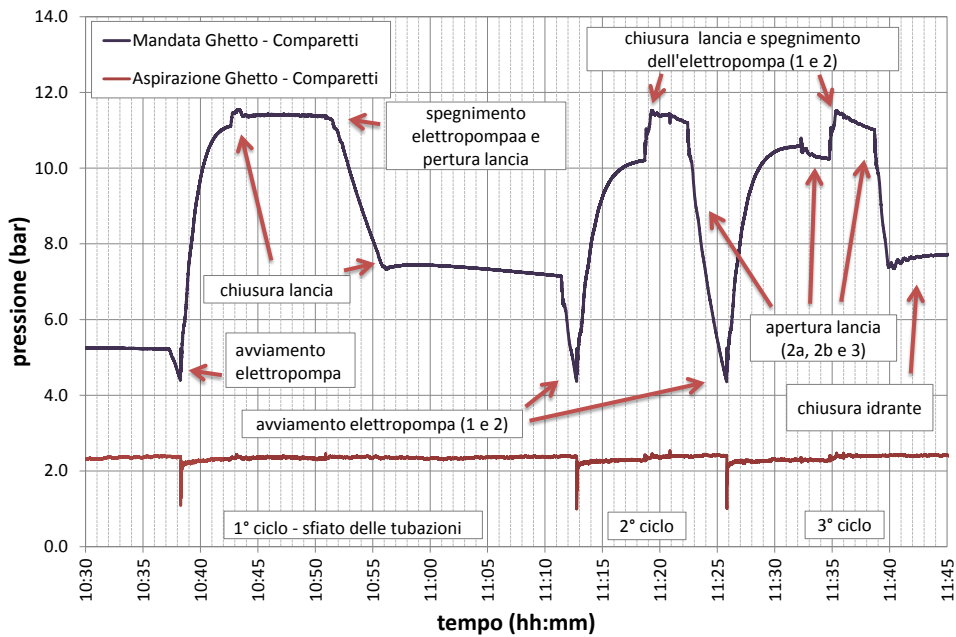
Orario	Idrante 20/13	Centralina Comparetti
11:10	<i>Apertura Idrante</i>	Elettropompa ferma
11:11	<i>Apertura lancia 1</i>	Elettropompa ferma
11:13	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>
11:19	<i>Chiusura lancia 1</i>	Elettropompa: attiva
11:20	Chiuso	<i>Elettropompa: spenta</i>
11:21	<i>Apertura 2a*</i>	Elettropompa ferma
11:25	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>
11:31	<i>Apertura 2b*</i>	Elettropompa: attiva
11:33	<i>Chiusura lancia 2</i>	Elettropompa: attiva
11:36	Chiuso	<i>Elettropompa: spenta</i>
11:38	<i>Apertura lancia 3</i>	Elettropompa ferma
11:40	<i>Chiusura Idrante</i>	Elettropompa ferma
(*) manovre parziali		

un datalogger myDAQ. È per questo motivo che, anche al punto di erogazione, i segnali sono acquisiti in tensione.

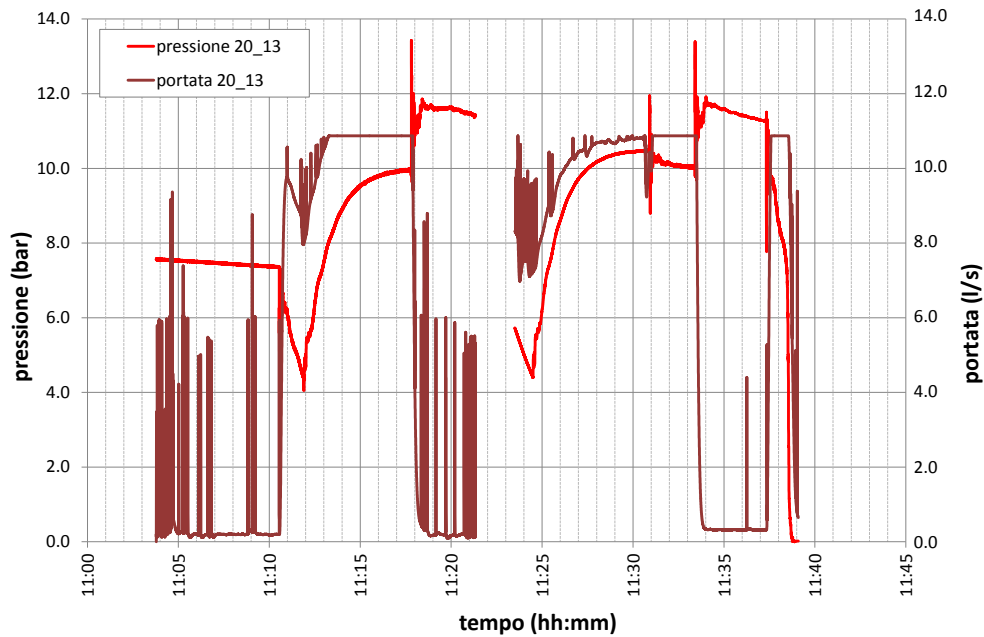
Un'ulteriore prova di come sia cambiata la configurazione della rete in esame è data dalle letture effettuate dal misuratore di portata, ben superiori agli 8.5 l/s registrati in dicembre con la sola elettropompa in funzione e per più volte fuori scala durante la prova. Maggiori sono anche le massime pressioni, in questo caso prossime ad un valore di circa 11.5 bar, che è stato possibile misurare grazie all'utilizzo di una resistenza ausiliaria di 250 Ω nell'acquisizione del segnale di corrente, emesso dal sensore, per mezzo dei datalogger. Con una resistenza di tale valore infatti, cinque volte più grande rispetto a quella in dotazione agli stessi strumenti, anche i segnali maggiori a 20mA generati dalle sonde, trasformati in tensione, risultano inferiori a $\pm 10V$ e quindi misurabili dai myDAQ.

I valori nulli invece sono dovuti all'estensione della durata dell'acquisizione del segnale oltre l'istante in cui si è operata la chiusura dell'idrante.

La sequenza di manovre eseguita durante la prova all'idrante 18/04, e i relativi risultati, sono riportati rispettivamente in tabella 5.4 e figure 5.10a, 5.10b.



(a) Andamenti delle pressioni in mandata e in aspirazione alla centralina Ghetto - Comparetti.



(b) Andamenti della pressione e della portata all'idrante 20/13.

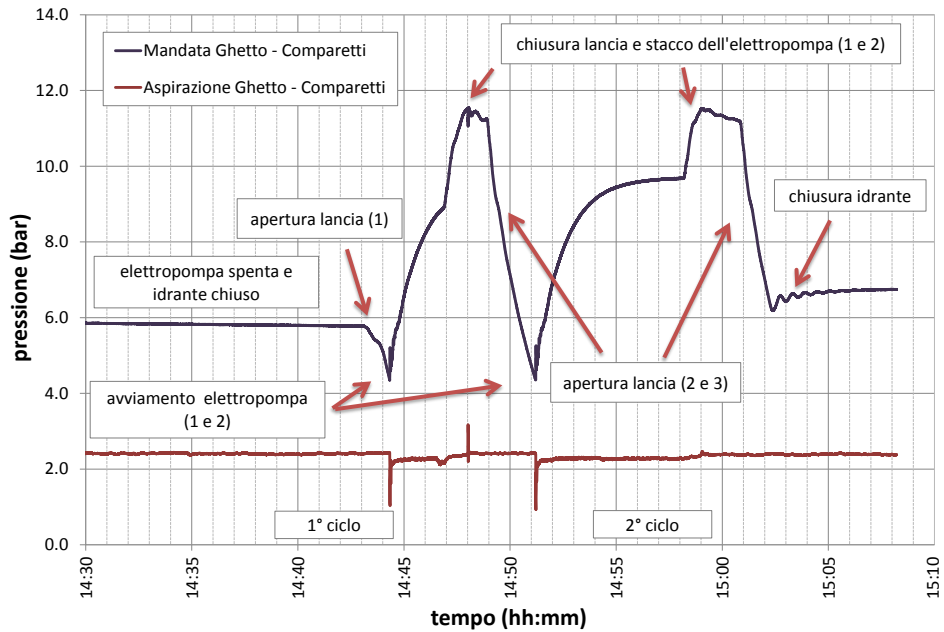
Figura 4.9: Risposta della rete registrata a seguito delle manovre eseguite all'idrante 20/13 in data 7 marzo 2012

Tabella 4.4: Sequenza di manovre operate sull'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012. A queste, evidenziate in corsivo, sono precedute una serie di manovre preliminari volte allo sfiato delle tubazioni

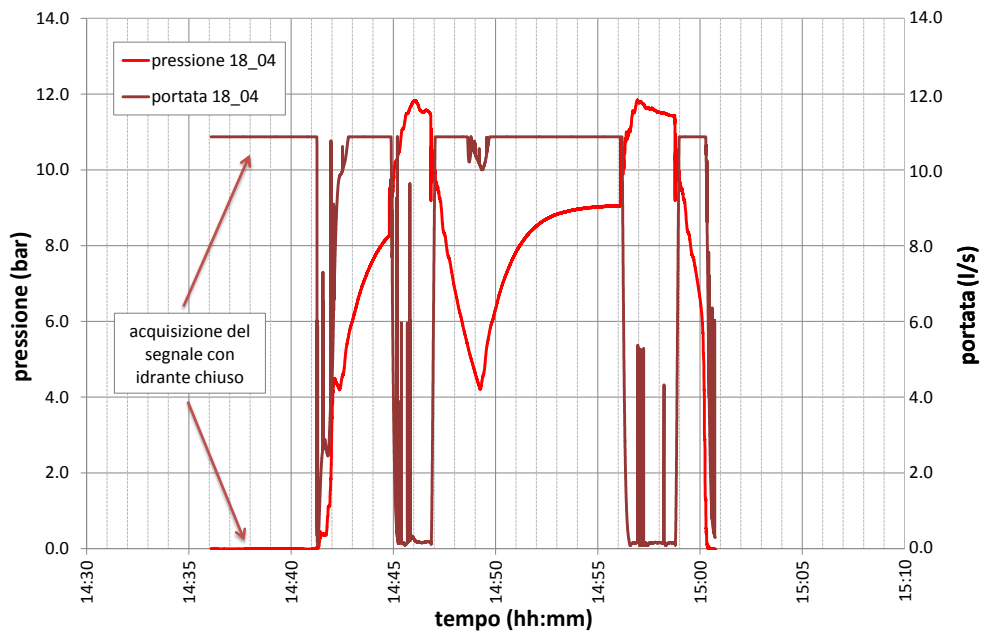
Orario	Idrante 18/04	Centralina Comparetti
14:43	<i>Apertura Idrante</i>	Elettropompa ferma
14:43	<i>Apertura lancia 1</i>	Elettropompa ferma
14:44	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>
14:47	<i>Chiusura lancia 1</i>	Elettropompa: attiva
14:48	Chiuso	<i>Elettropompa: spenta</i>
14:49	<i>Apertura lancia 2</i>	Elettropompa ferma
14:51	Aperto	<i>Elettropompa: accesa</i>
14:58	<i>Chiusura lancia 2</i>	Elettropompa: attiva
14:59	Chiuso	<i>Elettropompa: spenta</i>
15:01	<i>Apertura lancia 3</i>	Elettropompa ferma
15:02	<i>Chiusura Idrante</i>	Elettropompa ferma

A conferma di quanto precedentemente asserito a proposito dello sfasamento temporale che contraddistingue le misure di pressione alla centralina e all'idrante, in figura 5.11 e figura 5.12 si riportano i confronti delle risposte acquisite durante le due prove, indicando per ciascuna l'entità approssimativa del ritardo.

A causa dei diversi inconvenienti verificatisi durante questa seconda prova, le risposte appena presentate sono di limitata attendibilità e pertanto sono inutilizzabili ai fini della calibrazione del modello, se non da un punto di vista puramente qualitativo per verificare la correttezza di alcuni dei parametri definiti con i dati dicembre; come si vedrà nel successivo capitolo.



(a) Andamenti delle pressioni in mandata e in aspirazione alla centralina Ghetto - Comparetti.



(b) Andamenti della pressione e della portata all'idrante 18/04.

Figura 4.10: Risposta della rete registrata a seguito delle manovre eseguite all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012

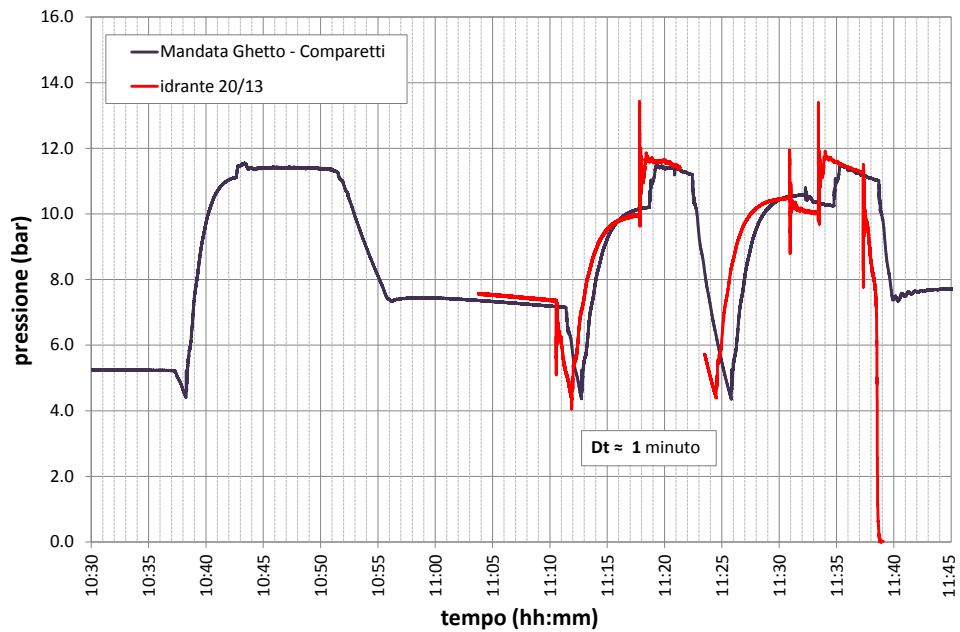


Figura 4.11: Confronto tra le pressioni registrate alla mandata della centralina Ghetto - Comparetti e all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012.

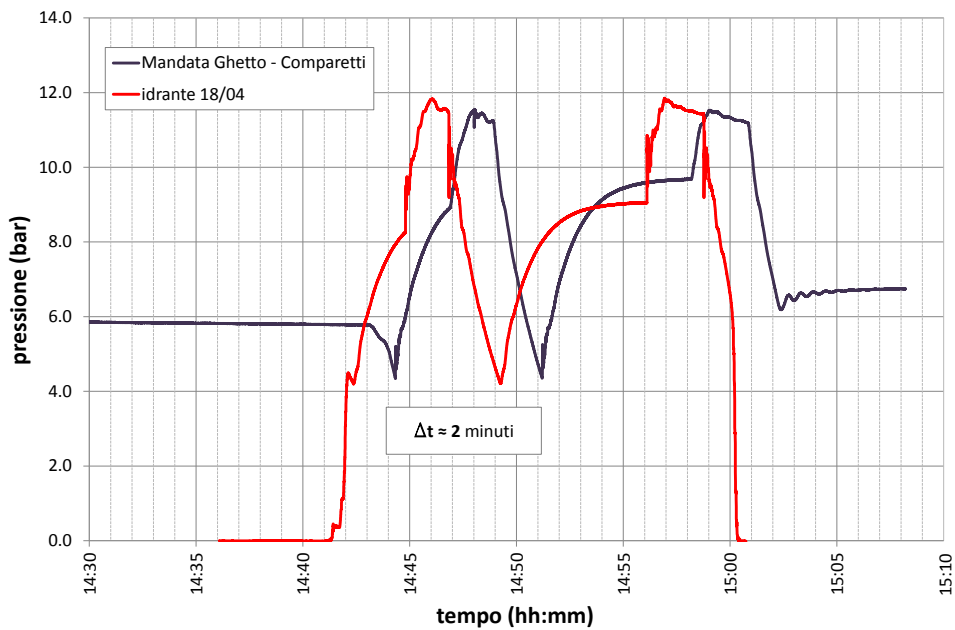


Figura 4.12: Confronto tra le pressioni registrate alla mandata della centralina Ghetto - Comparetti e all'idrante 18/04 in data 7 marzo 2012.

Capitolo 5

CALIBRAZIONE DEL MODELLO

Come anticipato nel capitolo 5, a causa dei diversi problemi verificatisi durante l'indagine di campo condotta in data 7 marzo 2012, i soli dati ad essere stati utilizzati per la calibrazione del modello descritto nei precedenti capitoli sono quelli raccolti durante la prima prova sperimentale dell'1/12/2011. Le misure della seconda prova, essendo poco attendibili, sono state utilizzate solo per un'analisi qualitativa, volta più che altro a cercare conforto della taratura dei valori eseguita sulla base degli esperimenti del dicembre 2011.

La rilevazione continua di portata e pressioni in diverse posizioni della rete ha permesso di definire i coefficienti d'emitter degli idranti, l'entità della perdita localizzata prodotta dagli stessi e fornito indicazioni utili per la corretta imposizione delle condizioni al contorno. Tutti gli altri parametri sono stati assunti compatibilmente con le operazioni svolte il giorno dell'indagine o relativamente alle informazioni fornite dai progetti esecutivi della porzione di rete in esame, dagli schemi delle centraline di pressurizzazione e dalle curve caratteristiche dei gruppi di spinta in esse installati.

Di seguito viene prima descritto il criterio con cui è stato definito il valore dei vari coefficienti, sulla base del materiale e delle acquisizioni a disposizione, e in un secondo momento verranno illustrati i risultati della calibrazione, presentando la schematizzazione della rete e le condizioni al contorno a cui si è fatto riferimento per ottenerli. A dimostrazione della correttezza delle assunzioni fatte per alcuni parametri,

non direttamente definibili per via sperimentale, sarà inoltre presentata la relativa analisi di sensibilità. Ciascuno di essi sarà descritto nell'ordine con cui ne è richiesto l'inserimento all'interno del file di input.

5.1 Taratura dei coefficienti

5.1.1 Scabrezza assoluta delle condotte

Se fossero note posizioni e grado di apertura di ciascun organo di regolazione presente nel tratto di rete in esame, la scabrezza assoluta delle condotte si potrebbe stimare direttamente con il modello, riproducendo una delle condizioni stazionarie instauratesi durante le prove; come quella compresa tra le 11:33 e le 11:37, in riferimento all'idrante 20/13, o quella compresa tra le 12:38 e le 12:46, in riferimento al 18/04. Imponendo i valori medi di pressione e portata registrati rispettivamente alle centraline e all'idrante, in uno di questi intervalli, la scabrezza da assumere sarebbe quella per cui, nello stesso punto d'erogazione, risulti un carico sufficientemente prossimo a quello medio misurato con la strumentazione.

Non disponendo di informazioni sugli organi di regolazione però, operando in questo modo si individuerebbero dei valori di scabrezza eccessivamente elevati e, soprattutto, incompatibili con le caratteristiche del polietilene ad alta densità di cui sono costituite le condotte. Si è deciso quindi di assumerne ragionevolmente un valore pari a 0.001 m, in accordo con quanto indicato in [Da Deppo et al., 2006] e consapevoli del fatto che scabrezze di maggiore o minore entità, ovviamente coerenti con i limiti previsti per il suddetto materiale, risulterebbero comunque ininfluenti ai fini dei risultati.

Come verrà dimostrato nel paragrafo 6.3, infatti, vista l'eseguità del carico cinetico (dell'ordine dei 5 mm per la massima portata registrata di circa 8.5 l/s) e il livello di discretizzazione assunto ($\Delta t = 0.01$ s) per ottenere dei valori direttamente confrontabili con le acquisizioni, anche con numeri di resistenza più elevati il termine dissipativo risulterebbe comunque poco, se non per niente, significativo¹.

¹Ivi p. 151

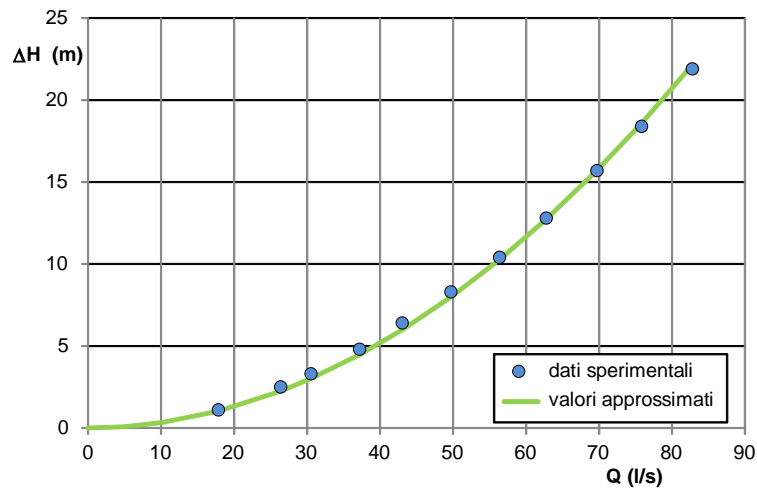


Figura 5.1: Valori sperimentali dai quali è stato dedotto il coefficiente di perdita localizzata attribuito agli idranti.

5.1.2 Coefficienti di perdite di carico localizzate

Le perdite di carico localizzate sono quantificabili proporzionalmente all'altezza cinetica attraverso un coefficiente k , dipendente principalmente dalla configurazione geometrica ma anche dal rapporto tra le forze inerziali e di natura viscosa (ovvero dal numero di Reynolds), così come dalla scabrezza e dalla forma dei contorni delle pareti interne delle tubazioni. Poiché non è noto il numero di saracinesche, giunti, curve ed altri elementi presenti all'interno della rete, né tanto meno le loro caratteristiche, le sole dissipazioni concentrate ad essere state esplicitamente considerate sono quelle prodotte dagli idranti. Il coefficiente k ad essi associato è stato determinato sulla base dei valori sperimentali di portata e perdite rilevati durante una prova condotta su identici dispositivi nel giugno del 2003.

Approssimando l'andamento delle perdite di carico ΔH prodotte dall'erogazione di una portata Q con la parabola monomia di equazione:

$$\Delta H = aQ^2 \quad (5.1)$$

e definito il valore del coefficiente a con il metodo dei minimi quadrati, potendo riscrivere la relazione 6.1 anche come:

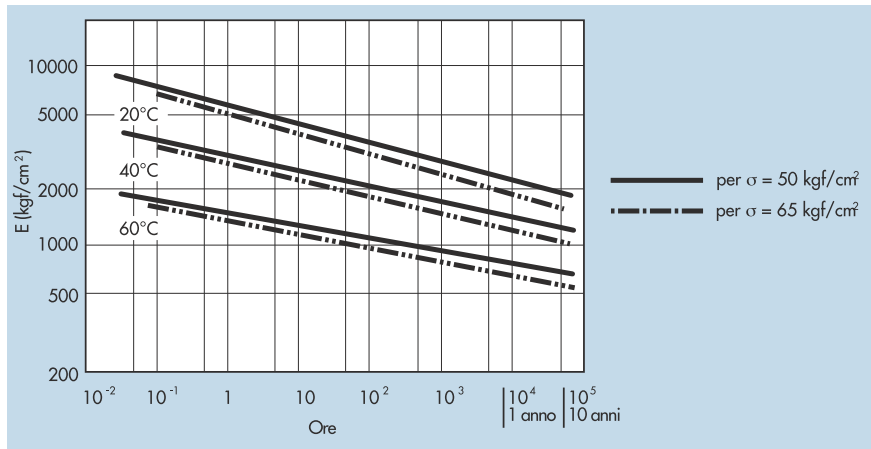


Figura 5.2: Andamento del modulo elastico a flessione del polietilene, sottoposto ad un carico σ costante nel tempo, al variare della temperatura [Dalmine Resine, 2010].

$$\Delta H = k \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (5.2)$$

si ottiene $k = 2gaA^2 = 3.912$.

5.1.3 Celerità di propagazione delle perturbazioni

Come evidenziato durante la descrizione delle indagini di campo nel precedente capitolo, a causa dello sfasamento temporale delle misure registrate dai diversi strumenti, non è stato possibile stimare sperimentalmente la celerità di propagazione delle perturbazioni. Vista la geometria delle condotte, per la calibrazione del modello allora si è deciso di definirne il valore attraverso la seguente relazione:

$$a = \pm \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{KD}{Ee}c_1}} \quad (5.3)$$

tipica della trattazione propagatoria e già ampiamente descritta nel paragrafo 2.5. Il polietilene ad alta densità PE100 ha un modulo di elasticità di circa 1 GPa mentre l'acqua, ad una temperatura di 10°C, ha un modulo di comprimibilità di 2.09 GPa. Con questi valori e assumendo la deformazione assiale libera per le condotte, per la quale c_1 può essere posto uguale a 1, la celerità risulterebbe:

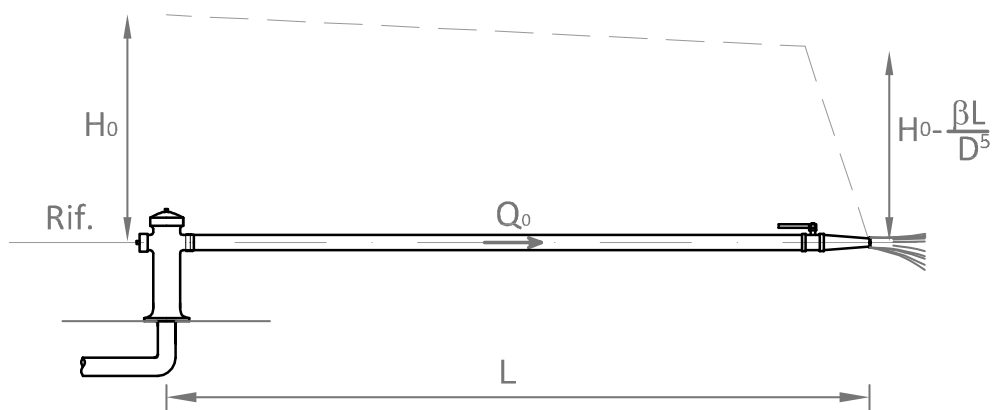


Figura 5.3: Schema di riferimento per il calcolo del coefficiente d'emitter degli idranti.

- per gli elementi della dorsale principale (con ϕ_i di 0.184 m e spessore di 0.0205 m) pari a

$$a = 309.32 \text{ m/s}$$

- per gli elementi delle derivazioni secondarie (con ϕ_i di 0.1022 m e spessore di 0.0114 m) pari a

$$a = 309.50 \text{ m/s}$$

Come denota figura 6.2 però, il polietilene degrada molto velocemente e nel giro di qualche anno il suo modulo di elasticità può ridursi anche del 50%. Tenendo conto di questo aspetto e soprattutto del fatto che, per la porzione di rete in esame asservita dalla centralina Ghetto - Comparetti, la posa delle condotte è stata completata alla fine degli anni 90, in luogo dei 310 m/s previsti, è stata assunta una celerità di 190 m/s. Si è considerata cioè una condizione di notevole invecchiamento a seguito della quale il modulo di elasticità ha subito una riduzione di circa il 66%.

Non avendo a disposizione alcun riscontro sperimentale, per constatare la correttezza di tale valore, si dovrà confrontare la velocità con cui pressione calcolata e misurata variano nel tempo.

5.1.4 Coefficiente d'emitter degli idranti

Il coefficiente d'emitter è il parametro che definisce la relazione tra la portata fluente attraverso uno specifico punto d'erogazione e la quota piezometrica gravante

immediatamente a monte dello stesso; ovvero, in accordo con quanto indicato nel sottoparagrafo 3.5.2, è valutabile come:

$$C = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

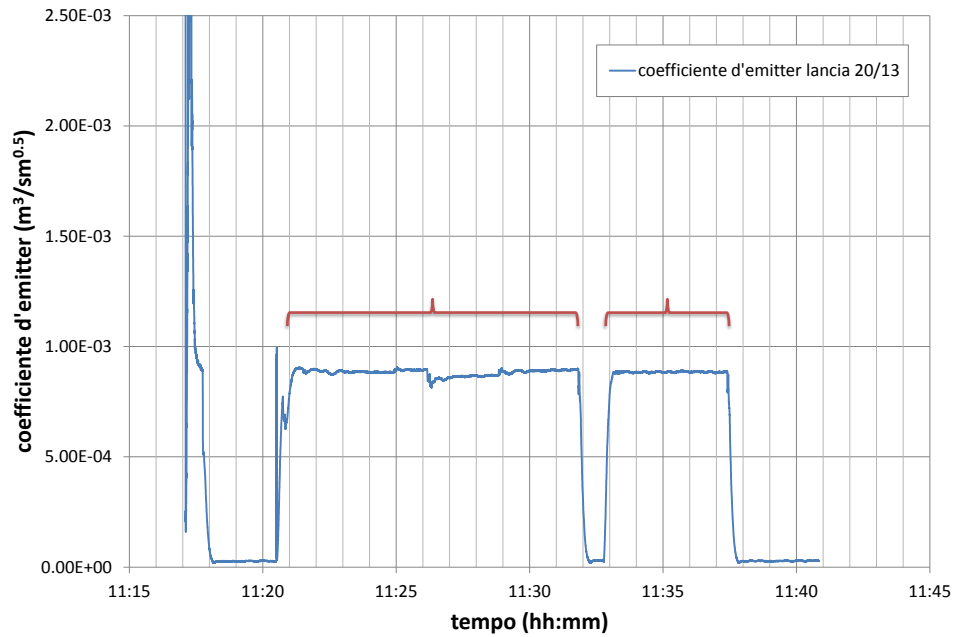
dove appunto Q ed H rappresentano rispettivamente la portata erogata e la quota piezometrica da cui la stessa dipende.

Poiché lo sbocco avviene in corrispondenza della lancia posta al termine della manichetta antincendio e non all'idrante, a rigori, nel modello, il coefficiente d'emitter dovrebbe essere attribuito al nodo di valle della stessa e non direttamente all'idrante. Tuttavia la manichetta, essendo realizzata in poliestere, risulta flessibile ed altamente deformabile, inoltre non presenta vincoli di alcun tipo, se non alla bocchetta d'erogazione cui è collegata; tutte caratteristiche che potrebbero rendere la calibrazione del modello poco accurata, viste le ipotesi sulla base delle quali lo stesso è stato sviluppato. Per riuscire a definire parametri più precisi e quindi ottenere soluzioni più attendibili dalle simulazioni, in fase di taratura, si è deciso di trascurare la manichetta antincendio e di attribuire il coefficiente d'emitter valutato alla sua estremità di valle direttamente all'idrante, così da mantenere inalterata la relazione tra quota piezometrica e portata che contraddistingue l'erogazione. Nel paragrafo 6.2.1 si vedrà come questa assunzione non infici i risultati ma anzi giovi, seppur in minima misura, all'accuratezza del calcolo, mettendo a confronto le soluzioni ottenute con e senza manichetta.

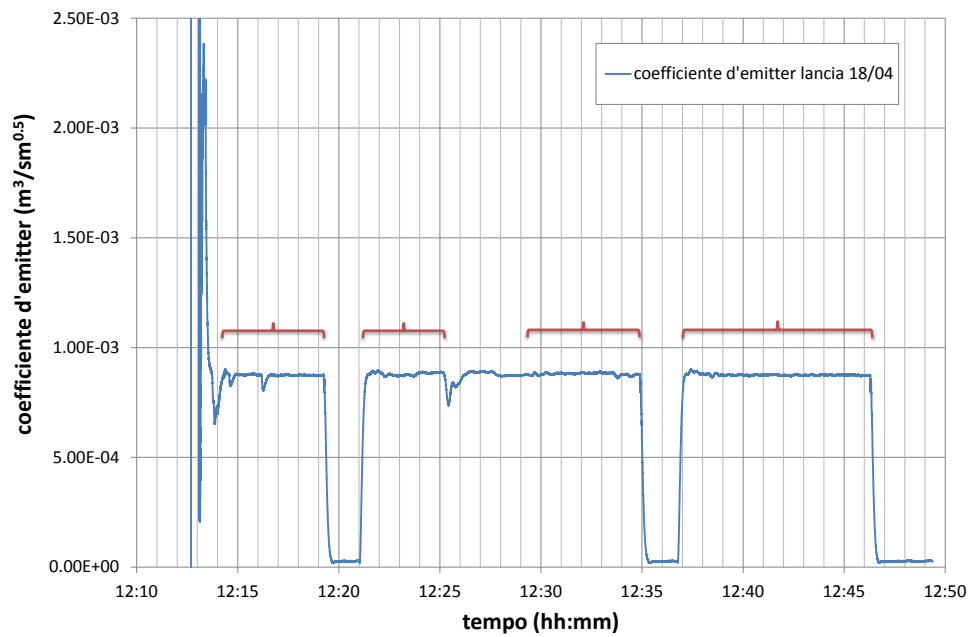
Sia per la prova sul 20/13 che per quella sul 18/04, disponendo della registrazione continua di portata e pressione agli idranti, il coefficiente d'emitter è stato calcolato in ogni istante attraverso la seguente relazione:

$$(COFFV \text{ nel modello}) \quad C = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0 - \beta \frac{Q_0^2}{D^5} L}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{H_0}{Q_0^2} - \beta \frac{L}{D^5}}} \quad (5.4)$$

dove Q_0 e H_0 rappresentano rispettivamente portata, in metri cubi al secondo, e pressione, in metri di colonna d'acqua, registrati all'idrante, mentre $\beta Q_0^2 L / D^5$ è il termine con cui si rappresentano le perdite continue all'interno della manichetta di diametro D e lunghezza L. β è il coefficiente con cui si definisce la resistenza offerta al moto del fluido dalla manichetta e, come tale, dipende dalle caratteristiche della



(a) Durante la prova all'idrante 20/13.



(b) Durante la prova all'idrante 18/04.

Figura 5.4: Andamento del coefficiente d'emitter valutato valutato alla lancia e attribuito all'idrante.

stessa; in accordo con i valori sperimentali mediamente osservati è stato assunto pari a $0.0017 \text{ s}^2\text{m}^{-1}$.

In figura 6.4a e figura 6.4b sono riportati i valori definiti con l'equazione 6.4. Il coefficiente d'emitter definitivamente associato a ciascun idrante è stato calcolato mediando il valore dei coefficienti istantanei sugli intervalli evidenziati nelle stesse figure; prestando cioè attenzione ad escludere gli istanti d'esecuzione delle manovre, quelli caratterizzati da disturbi del segnale e ovviamente quelli rappresentativi di una condizione di chiusura. In questo modo, per l'idrante 20/13 si è ottenuto il valore $C = 0.00085034 \text{ m}^3/\text{sm}^{0.5}$ mentre per il 18/04 $C = 0.00083907 \text{ m}^3/\text{sm}^{0.5}$.

5.1.5 Tempi di manovra agli idranti

La durata delle manovre agli idranti è stata assunta compatibilmente con il tempo mediamente impiegato durante le prove per la loro esecuzione, ovvero pari a 2 secondi. Nel paragrafo 6.3 si vedrà come il valore di questo parametro non influenzi sensibilmente i risultati delle simulazioni, se non negli istanti a ridosso della stessa manovra, per via della diversa rapidità con cui avviene l'erogazione della portata, ma comunque sempre in minima misura.

5.1.6 Pressione in aspirazione

Poiché la risorsa necessaria viene prelevata direttamente dall'acquedotto cittadino, la pressione vigente in aspirazione può variare nell'arco della giornata in relazione alla richiesta delle utenze. Al fine della calibrazione si è deciso di fare riferimento al valore medio delle misurazioni effettuate in data 7 marzo 2012, presso la stazione di rilancio Ghetto - Comparetti, di $23.5 \text{ mH}_2\text{O}$, compatibile con i $20 \div 25 \text{ mH}_2\text{O}$ che solitamente contraddistinguono il sistema idropotabile.

5.1.7 Centraline di pressurizzazione

Come sottolineato nel capitolo precedente, all'interno della porzione di rete in esame sono presenti le centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti. Nella prima, terminata alla fine degli anni novanta, sono installate:

60 —→ Elettropompa pilota	60
55	55 —→ Elettropompa pilota
50 —→ Elettropompa 1	50
45	45 —→ Elettropompa 1
40 —→ Elettropompa 2	40 —→ Elettropompa 2
35	35 —→ Motopompa 1
30	30 —→ Motopompa 2
[mH₂O]	[mH₂O]

Figura 5.5: Valori di taratura dei pressostati delle centraline Ghetto - Comparetti (a destra) e Gesuiti (a sinistra), alla rilevazione dei quali si verifica l'avviamento della pompa indicata.

- due elettropompe, atte a garantire il servizio antincendio in condizioni di normale funzionamento, modello MEC - A3/50A della CAPRARI;
- una pompa pilota, per compensare le eventuali perdite/trafilamenti e mantenere una pressione di circa 6 bar in rete, modello 2CP32/210B della PEDROLLO;
- due motopompe, aventi lo scopo di assicurare la risorsa in caso di blackout, modello MEC - A3/80C della CAPRARI.

Nella seconda, di più recente realizzazione, invece non sono presenti le motopompe ma solo:

- due elettropompe, modello F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA;
- una pompa pilota, modello ME5.5 KVS32-5/20 della ROVATTI;

L'ingresso in funzione di ciascun dispositivo avviene in sequenza, non appena i pressostati, a ridosso degli stessi, rilevano una pressione inferiore ad un prefissato valore di taratura; così come evidenziato in figura 6.5.

Prima di procedere con la descrizione della calibrazione dei parametri grazie ai quali è possibile riprodurre il funzionamento delle pompe, di seguito, si riportano gli schemi delle due centraline e le curve caratteristiche dei gruppi di spinta in esse installati.

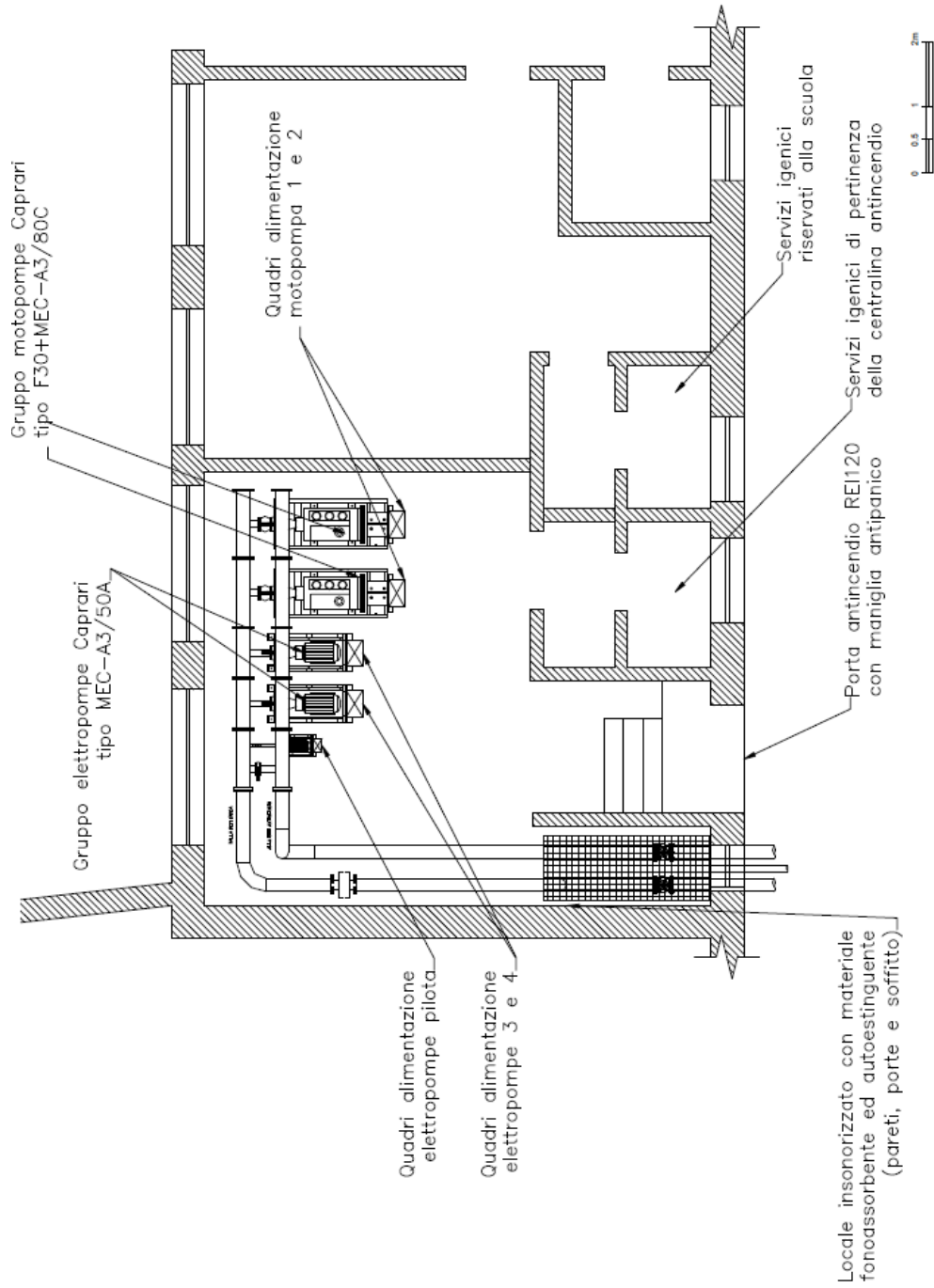
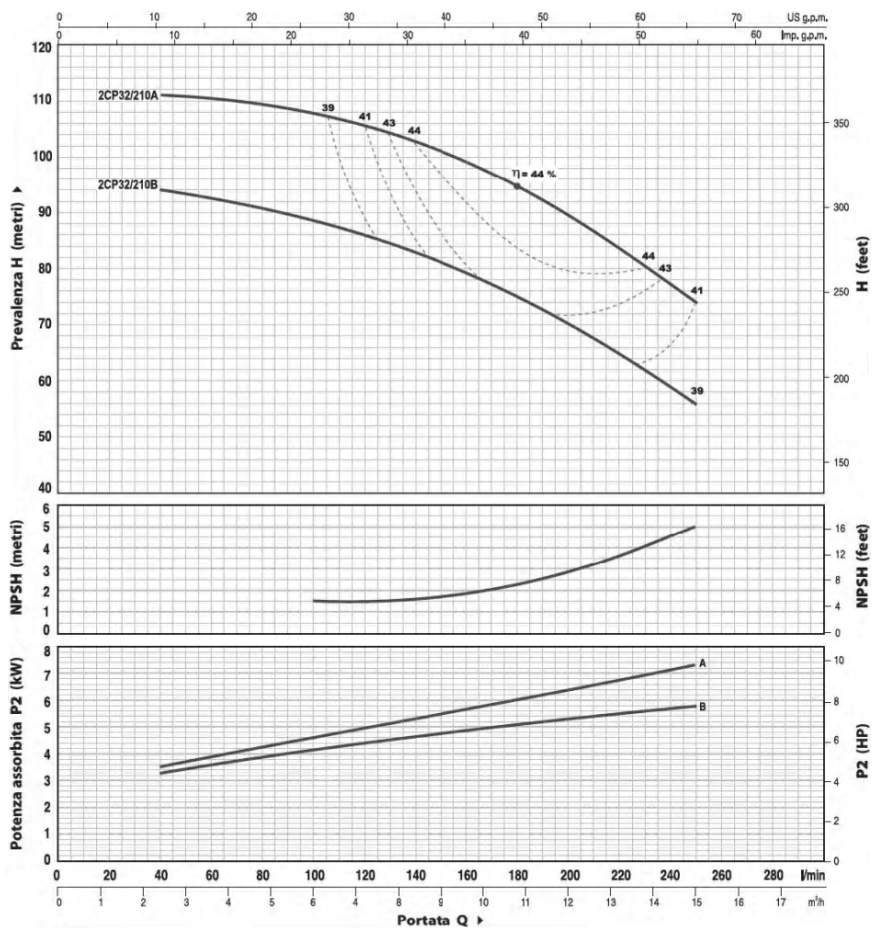


Figura 5.6: Pianta della stazione Ghetto - Comparetti.



(a) Pompe installate nella stazione Ghetto - Comparetti.



(b) Caratteristiche dell'elettropompa pilota 2CP32/210B della PEDROLLO installata a Ghetto - Comparetti.

Figura 5.7: Caratteristiche della centralina Ghetto - Comparetti.

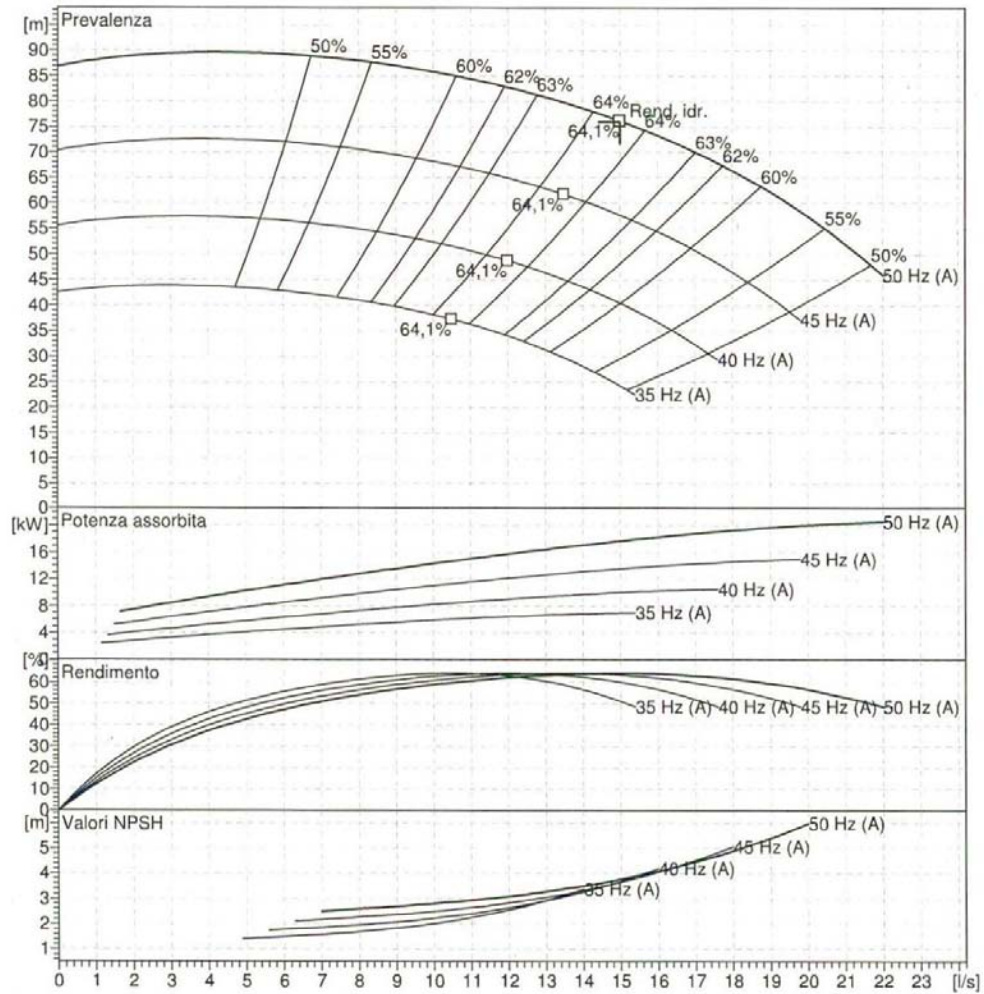


Figura 5.8: Caratteristiche dell'elettropompa MEC - A3/50A della CAPRARI installata a Ghetto - Comparetti.

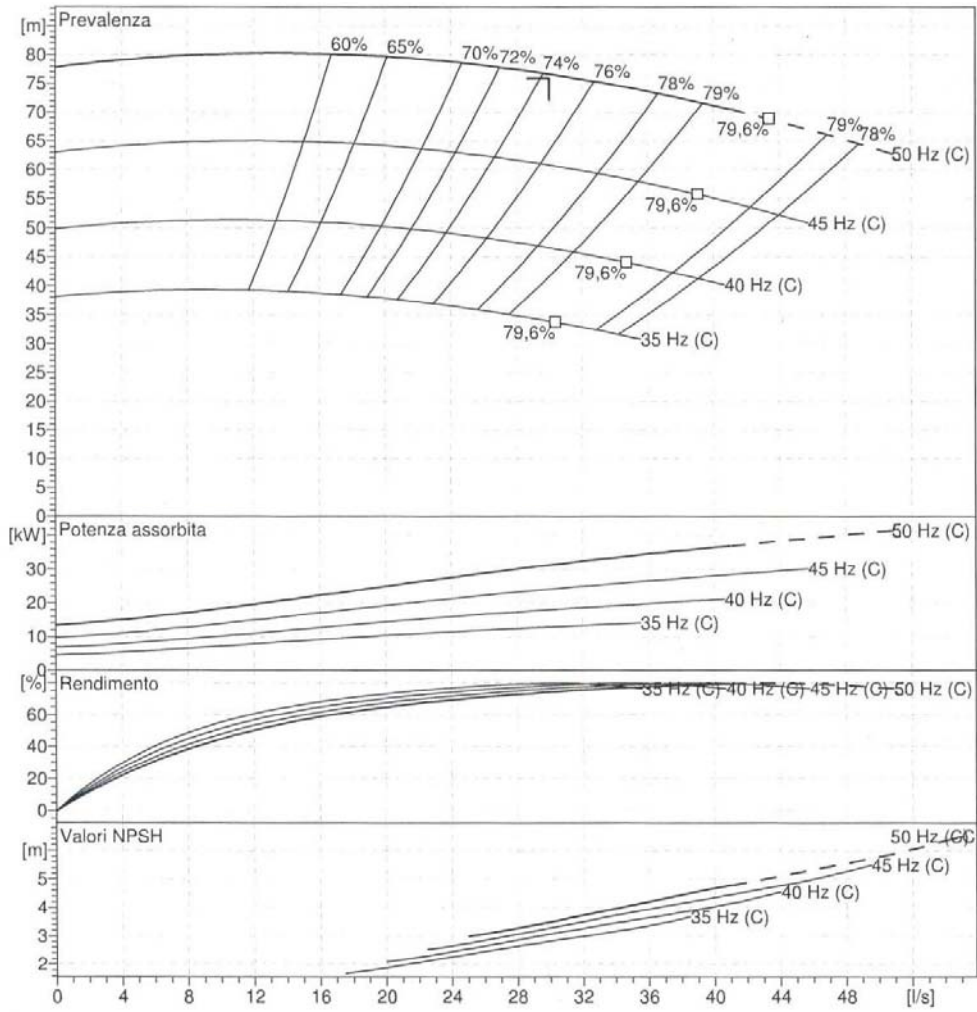


Figura 5.9: Caratteristiche dell'elettropompa MEC - A3/80C della CAPRARI installata a Ghetto - Comparetti.

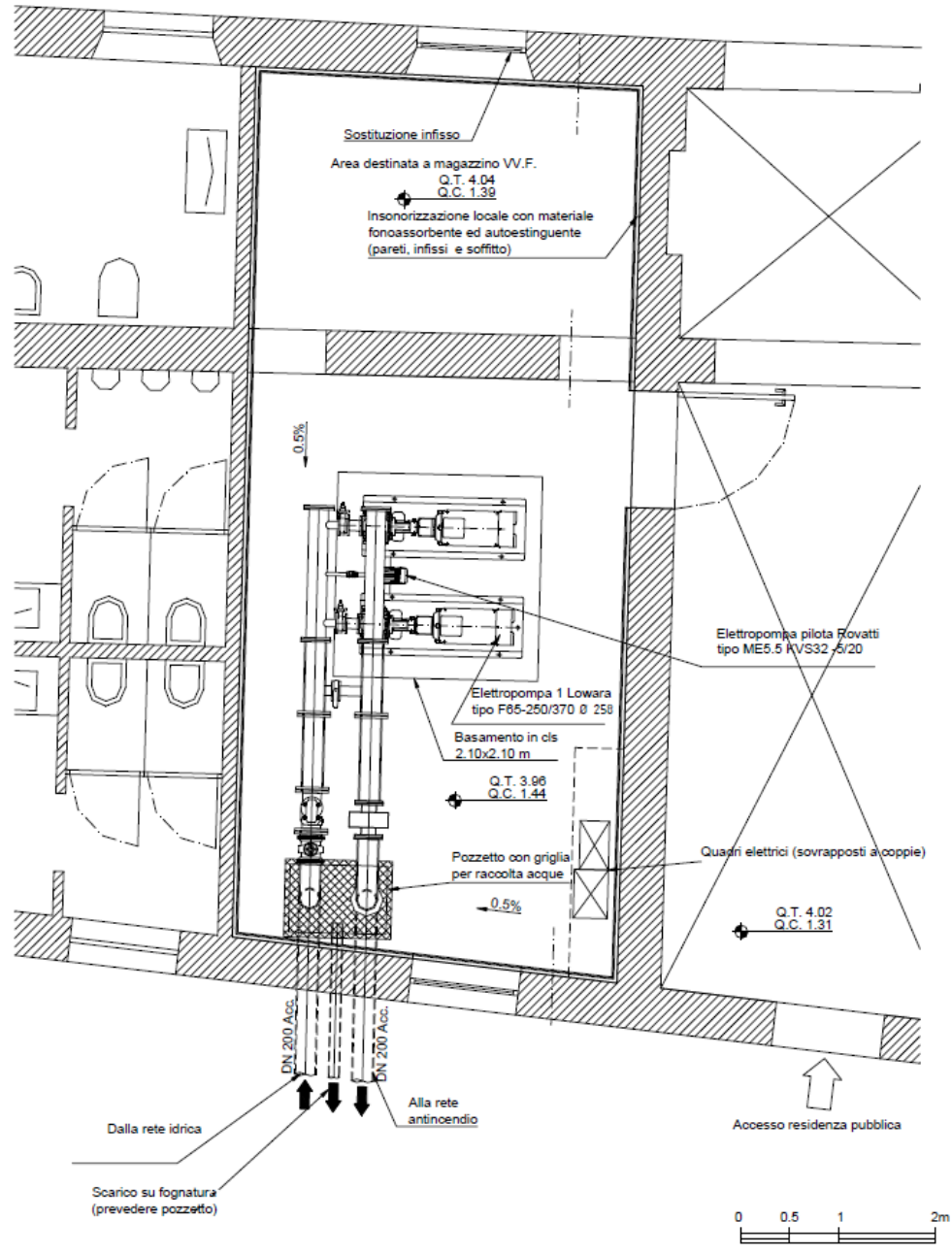
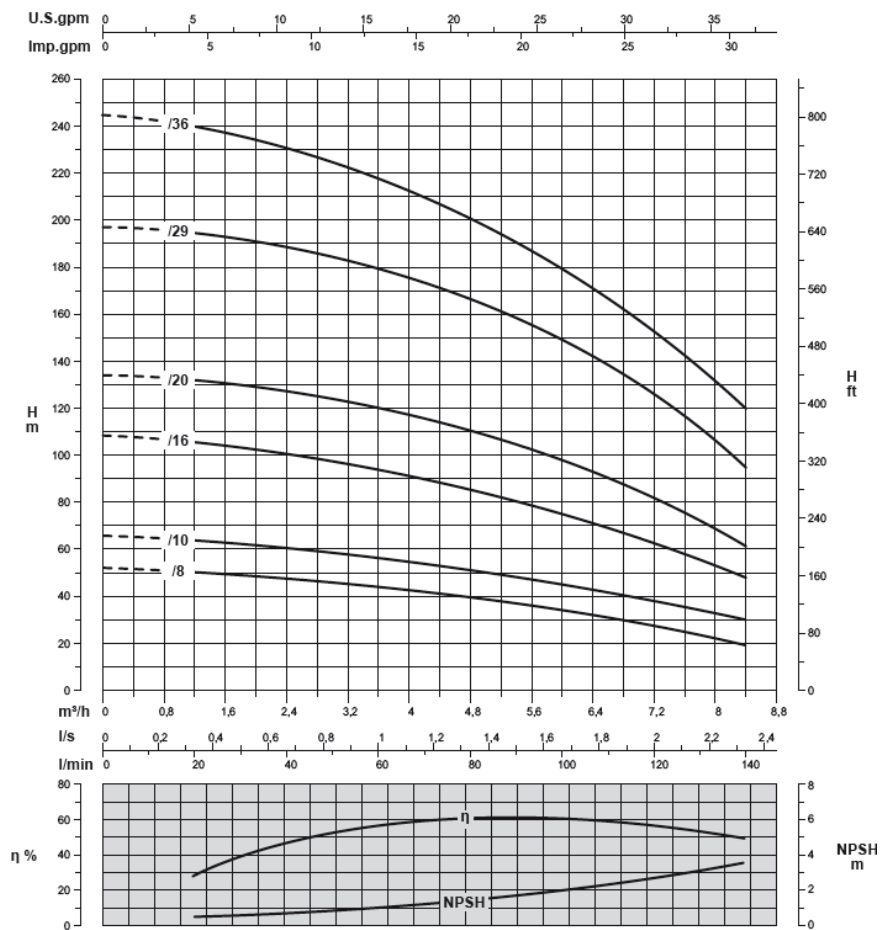


Figura 5.10: Pianta della stazione Gesuiti.



(a) Pompe installate nella stazione Gesuiti.



(b) Caratteristiche dell'elettropompa pilota ME5.5 KVS32-5/20 della ROVATTI installata a Gesuiti.

Figura 5.11: Caratteristiche della centralina Gesuiti.

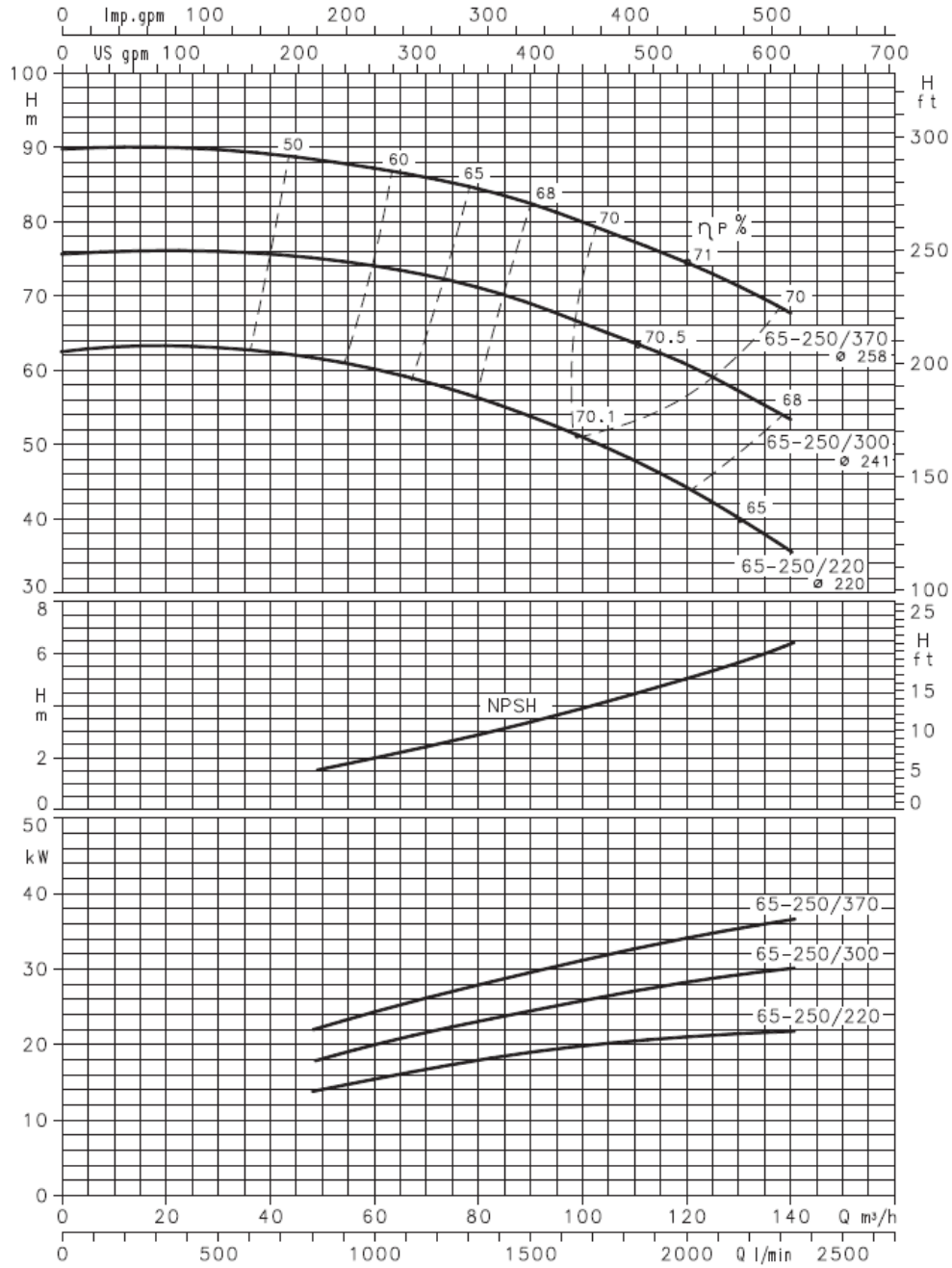


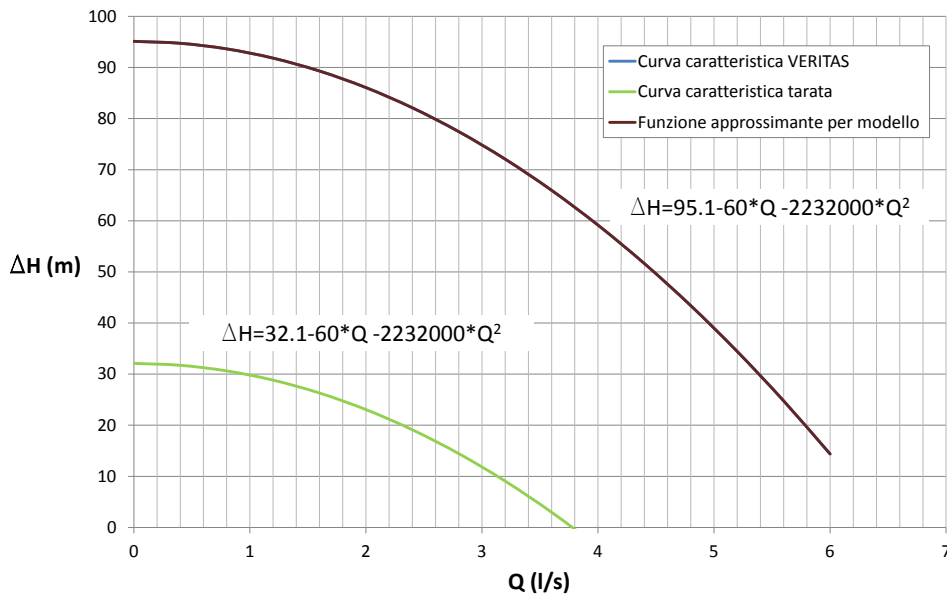
Figura 5.12: Caratteristiche dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA installata a Gesuiti.

Il modello è stato strutturato in modo tale che il funzionamento delle pompe sia rappresentato per mezzo di una funzione polinomiale di secondo grado, descrivente la relazione tra la portata Q e la prevalenza ΔH che le stesse sono in grado di fornire, definita dalla seguente espressione:

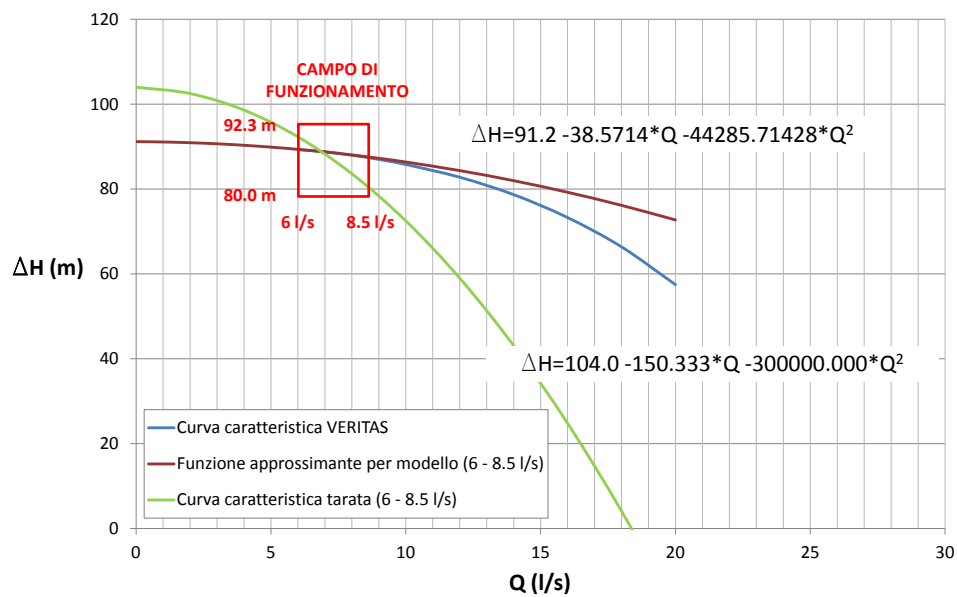
$$\Delta H = H_s + a_1 Q + a_2 Q^2$$

dove a_1 e a_2 devono risultare negativi al fine di assicurare la biunivocità della stessa relazione ed evitare pertanto che si possa verificare una condizione di indeterminazione della soluzione, ovvero che ad una specifica prevalenza possano corrispondere due distinti valori di portata. A causa di questa limitazione, i soli dispositivi per cui è stato possibile riprodurre il comportamento per tutto il loro campo di funzionamento, con un'unica funzione, sono le pompe pilota di entrambe le centraline. Per le elettropompe è stato necessario individuare gli intervalli di portata in cui le stesse potrebbero lavorare e, per ciascuno di essi, approssimarne il comportamento con una specifica funzione. Tenendo conto della portata che ciascun dispositivo deve essere in grado di garantire all'aumentare delle bocchette da cui avviene l'erogazione, per le elettropompe della centralina Ghetto - Comparetti sono stati individuati tre possibili campi di funzionamento: quello compreso tra i 6 e gli 8.5 l/s, per quando l'efflusso avviene attraverso una singola manichetta, quello compreso tra i 7 e i 15 l/s, quando sono due le manichette collegate all'idrante, e quello compreso tra i 15 e i 20 l/s, potendo spingere l'erogazione fino a portate di tale valore. Per le elettropompe della centralina Gesuiti invece, il diverso andamento della relativa curva caratteristica ha permesso di approssimarne il comportamento con due sole funzioni: quella associata all'intervallo di portate compreso tra gli 0 e i 15 l/s, utilizzabile in presenza di erogazioni da una o entrambe le bocchette di cui è dotato l'idrante, e quella associata a portate superiori.

Per ciascuna pompa, tali funzioni sono rappresentate graficamente nelle figure 6.13 - 6.16, dove state sono messe a confronto con la curva caratteristica costruita con i dati forniti da VERITAS (in azzurro), evidenziando, nel caso delle elettropompe, anche il campo di funzionamento nel quale devono essere utilizzate.

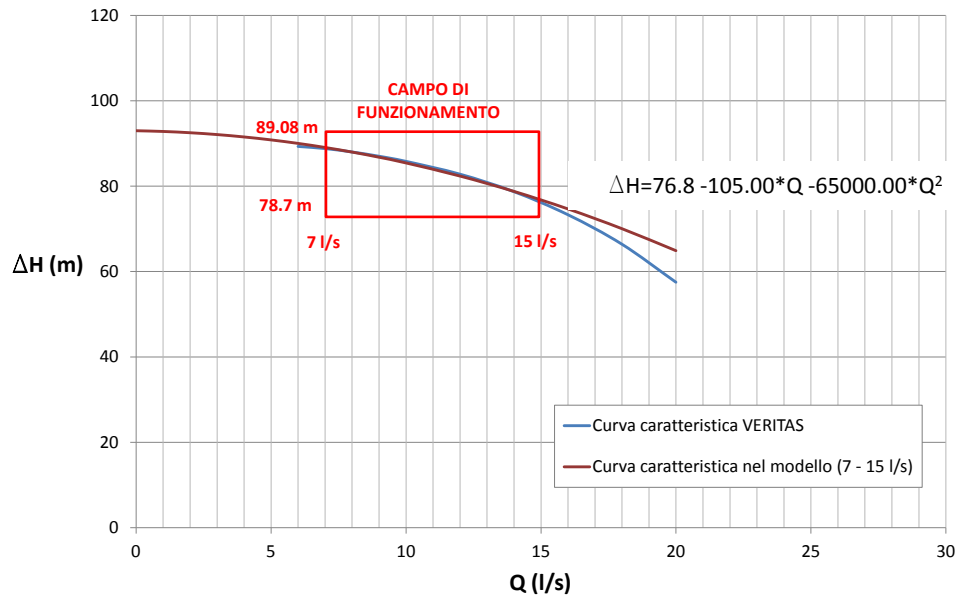


(a) Confronto tra la curva caratteristica della pompa di compensazione 2CP32/210B della PEDROLLO installata alla centralina Ghetto - Comparetti e le funzioni approssimanti considerate.

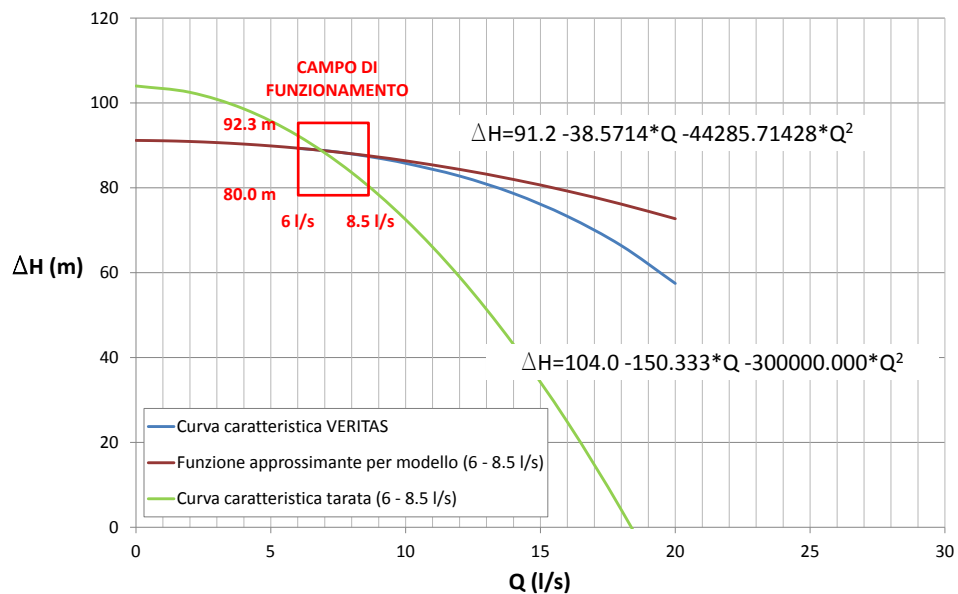


(b) Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa MEC - A3/50A della CAPRARI installata alla centralina Ghetto - Comparetti e le funzioni approssimanti considerate, per il campo di funzionamento compreso tra i 6 e gli 8.5 l/s.

Figura 5.13: Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Ghetto - Comparetti.

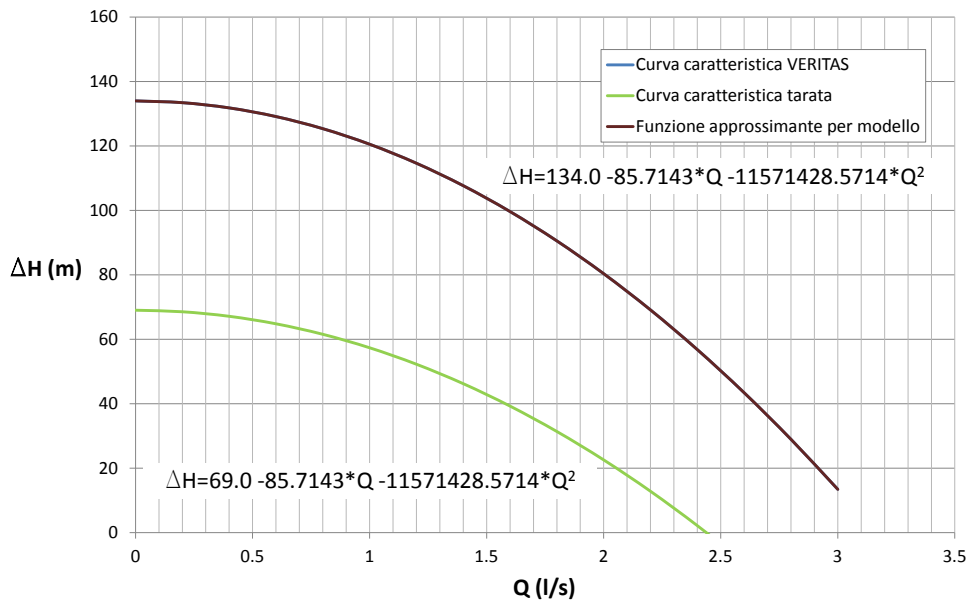


(a) Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa MEC - A3/50A della CAPRARI installata alla centralina Ghetto - Comparetti e le funzioni approssimate considerate, per il campo di funzionamento compreso tra i 7 e i 15 l/s.

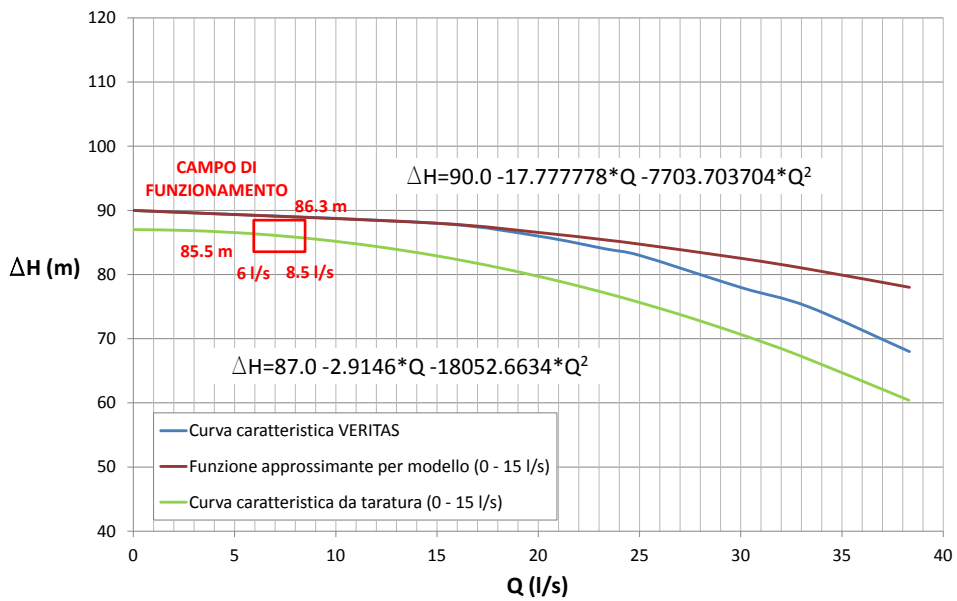


(b) Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa MEC - A3/50A della CAPRARI installata alla centralina Ghetto - Comparetti e le funzioni approssimate considerate, per il campo di funzionamento compreso tra i 6 e gli 8.5 l/s.

Figura 5.14: Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Ghetto - Comparetti.



(a) Confronto tra la curva caratteristica della pompa di compensazione ME5.5 KVS32-5/20 della ROVATTI installata alla centralina Gesuiti e le funzioni approssimanti considerate.



(b) Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA installata alla centralina Gesuiti e le funzioni approssimanti considerate, per il campo di funzionamento compreso tra gli 0 e i 15 l/s.

Figura 5.15: Caratteristiche dei dispositivi installati alla centralina Gesuiti.

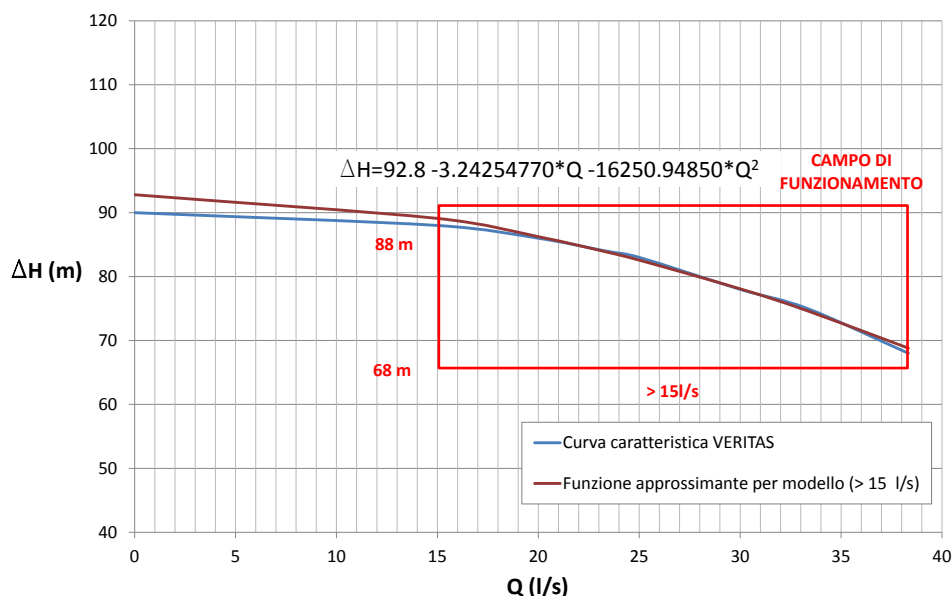


Figura 5.16: Confronto tra la curva caratteristica dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258 della LOWARA installata alla centralina Gesuiti e le funzioni approssimanti considerate, per il campo di funzionamento >15 l/s.

A seguito di alcuni test preliminari, condotti considerando le suddette funzioni, è emersa una grande differenza tra la risposta della rete misurata e quella calcolata², in particolare per gli istanti in cui sono operanti le pompe di compensazione e l'elettropompa della centralina Ghetto - Comparetti. Poiché tale differenza non è giustificabile col non aver considerato gli organi di regolazione all'interno del tratto oggetto di studio, né tanto meno con il fatto di aver assunto le altezze di pressione in luogo dei carichi piezometrici, per le ragioni che verranno più dettagliatamente descritte nel paragrafo successivo, è evidente l'indeterminazione delle curve caratteristiche fornite.

Disponendo con continuità delle misure di pressione e portata, l'effettivo andamento di queste ultime potrebbe essere ricostruito una volta individuati, per ciascun dispositivo, almeno due punti di funzionamento $\{Q - \Delta H\}$. Durante le prove però, nessuna pompa è mai risultata attiva singolarmente per più di una volta e, anche in queste situazioni, a causa della redistribuzione della portata sollevata tra i vari elementi della rete non si riescono ad ottenere dei punti sufficientemente attendibili. Per tale motivo, si è deciso di tarare le curve caratteristiche fornite affinché consentano di riprodurre fedelmente la

²I risultati dei test sono consultabili in Appendice

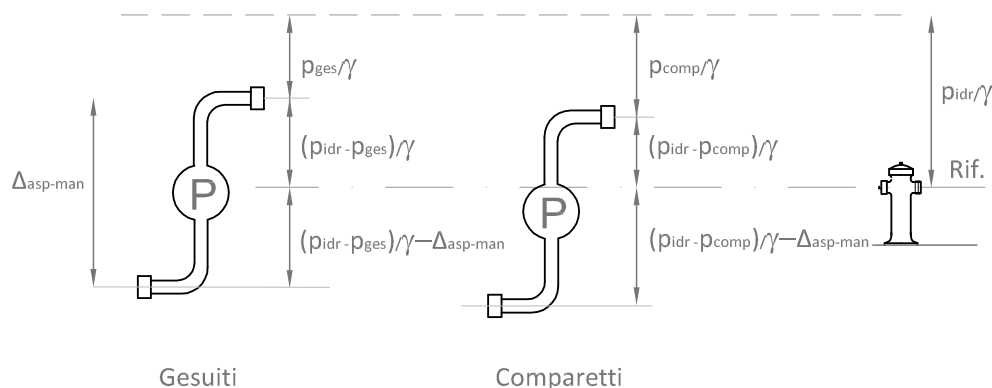


Figura 5.17: Schema di riferimento per definire, in condizione di quiete del sistema, le posizioni dell'asse delle condotte nei punti in cui è nota la pressione a partire dall'altezza piezometrica all'idrante, il cui asse è assunto come riferimento.

risposta della rete misurata, inglobando, contemporaneamente, l'effetto prodotto degli organi di regolazione di cui non si è potuto direttamente tener conto, così come quello delle approssimazioni introdotte con le diverse assunzioni.

Per i valori di portata osservati durante le indagini di campo, le funzioni tarate, indicate per semplicità col termine di “*curve caratteristiche tarate*”, sono state rappresentate graficamente in figura 6.13, 6.13b e 6.15 per evidenziare come si discostino dalle espressioni fornite.

Sono queste le funzioni assunte definitivamente per rappresentare il comportamento della porzione del sistema antincendio in esame e, di conseguenza, quelle adottate nelle simulazioni che saranno presentate nel capitolo 7.

5.2 Risultati della calibrazione

Per riuscire a riprodurre la risposta della rete, oltre ad imporre i parametri presentati nel paragrafo 6.1, è necessario definire la condizione iniziale dalla quale si generano i fenomeni transitori oggetto dello studio; quindi fissare correttamente le condizioni al contorno di carico imposto. A tale scopo, non si dovrebbe conoscere solo l'andamento planimetrico delle condotte ma anche quello altimetrico, così da poter stabilire la posizione del loro asse sul riferimento.

Disponendo, però, solo delle quote sul livello medio del mare delle prementi e degli idranti (4.49, 3.43, 1.72 e 1.46 m s.m.m. rispettivamente per mandata Comparetti,

Gesuiti e idranti 20/13 e 18/04), e non avendo alcuna informazione sulla quota dell'aspirazione, né tanto meno sul dislivello tra questa e la mandata di uno stesso dispositivo, anziché assumerne un valore arbitrario, che avrebbe comunque introdotto degli errori nel risultato finale, si è deciso di non imporre i valori di quota piezometrica ma di ricorrere direttamente ai valori di pressione registrati e tarare opportunamente le curve caratteristiche delle pompe.

Se non si ricorresse alla taratura dei gruppi di spinta, considerando che in rete mediamente la pressione è di circa 6 bar, trascurando anche 2 metri di dislivello si commetterebbero comunque degli errori limitati, dell'ordine del 2-3% sul valore imposto, che non influirebbero sensibilmente sulle soluzioni.

In figura 6.17 è schematizzato il procedimento attraverso il quale si riuscirebbe a definire la quota dell'aspirazione e della mandata di ciascuna centralina sul riferimento, se fosse noto il dislivello tra le stesse. In condizione di quiete infatti, vista l'orizzontalità del cielo piezometrico, assunto come riferimento l'asse della bocchetta d'erogazione dell'idrante, la posizione delle condotte sarebbe facilmente definibile attraverso un confronto dei valori medi delle pressioni misurate.

Di seguito si riportano i risultati delle simulazioni relative all'idrante 20/13 e all'idrante 18/04, ottenuti con il modello calibrato secondo quanto descritto nei precedenti paragrafi.

5.2.1 Idrante 20/13

Nella simulazione relativa all'idrante 20/13 è stata riprodotta la risposta della rete verificata nell'intervallo compreso tra le 11:20 e le 11:32, a seguito dell'esecuzione di una manovra di apertura dello stesso. A tale scopo, la porzione analizzata è stata schematizzata così come indicato in figura 6.18.

Complessivamente si è fatto riferimento a sette nodi e sette tronchi condotta, le cui caratteristiche sono riassunte in tabella 6.1. L'idrante è identificato dal nodo 7, mentre le centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti coincidono rispettivamente con i nodi 1 e 6.

In figura 6.19 e figura 6.20 sono riportati i confronti tra gli andamenti di pressione e portata registrati durante l'indagine di campo e i risultati della simulazione. Sia alle centraline che all'idrante la risposta simulata del sistema ben si adatta a quella misurata. Nei primi cinque minuti dell'intervallo considerato, gli andamenti delle

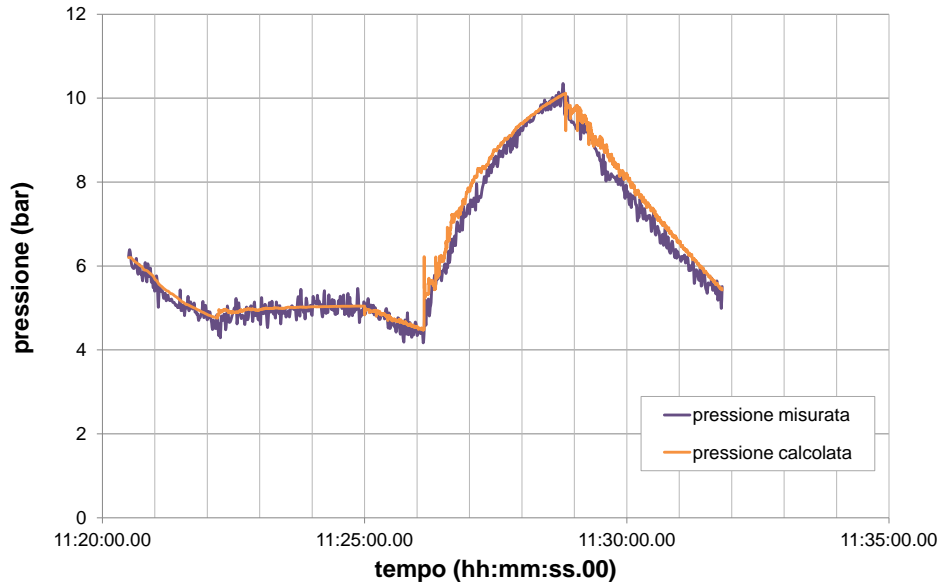
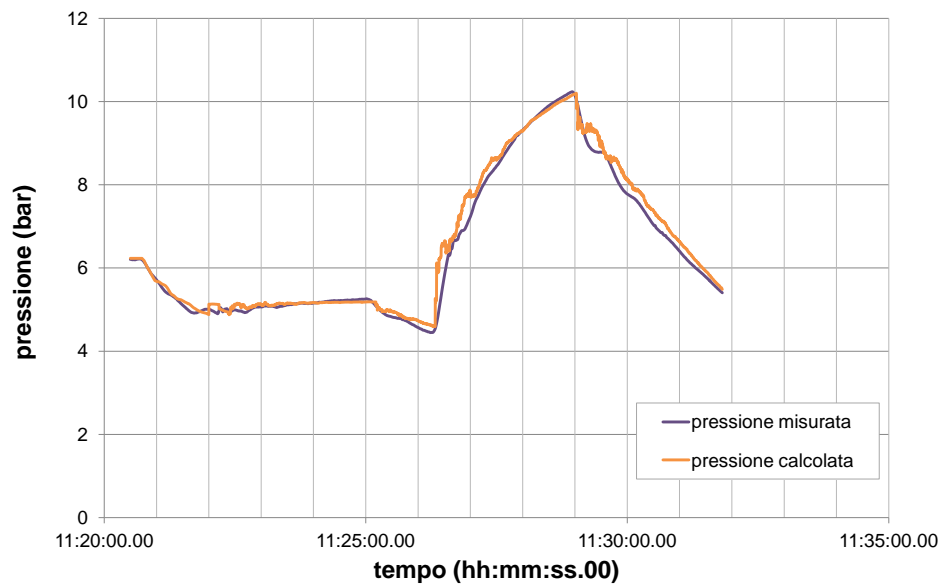
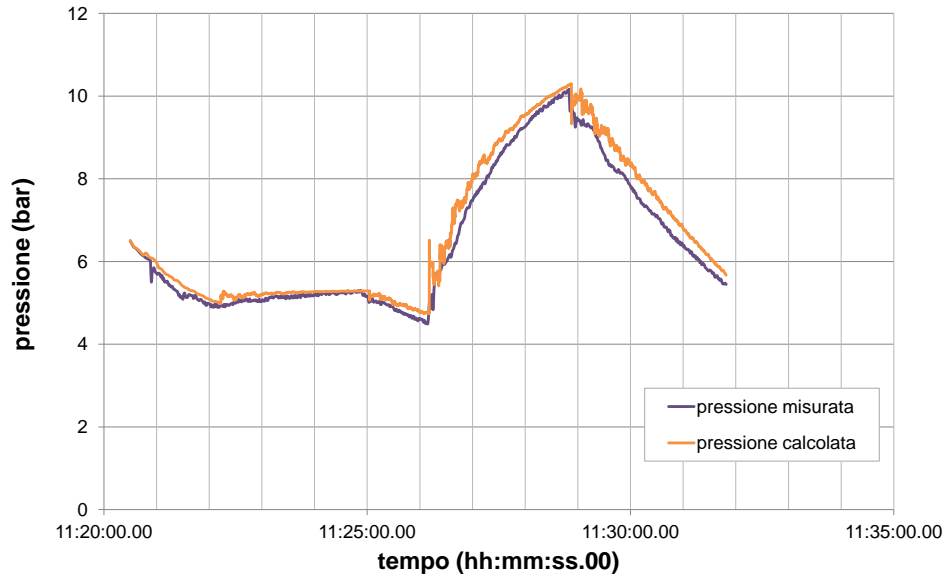
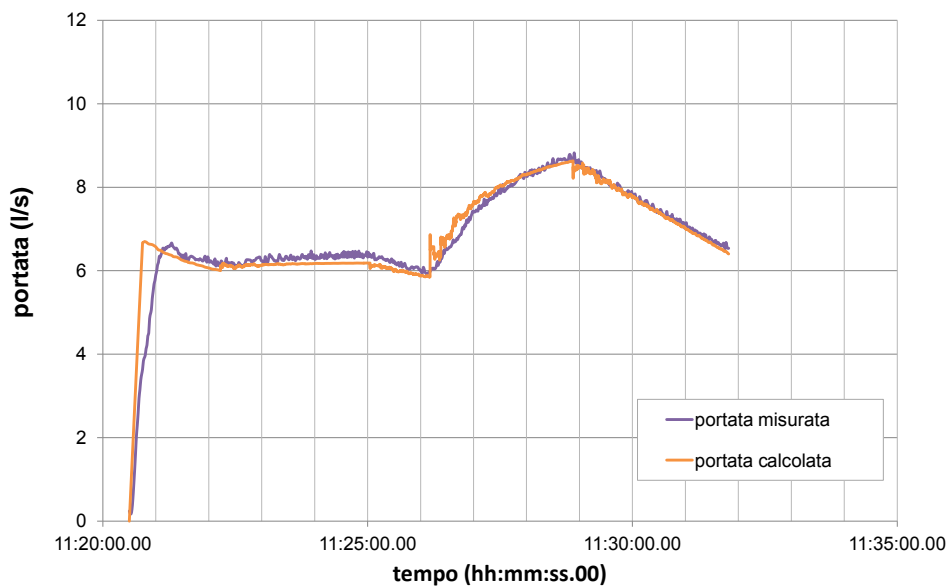
(a) *Alla centralina Ghetto - Comparetti.*(b) *Alla centralina Gesuiti.*

Figura 5.19: Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 20/13.



(a) Pressione all'idrante 20/13.



(b) Portata all'idrante 20/13.

Figura 5.20: Confronto tra i valori di pressione e di portata misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 20/13.

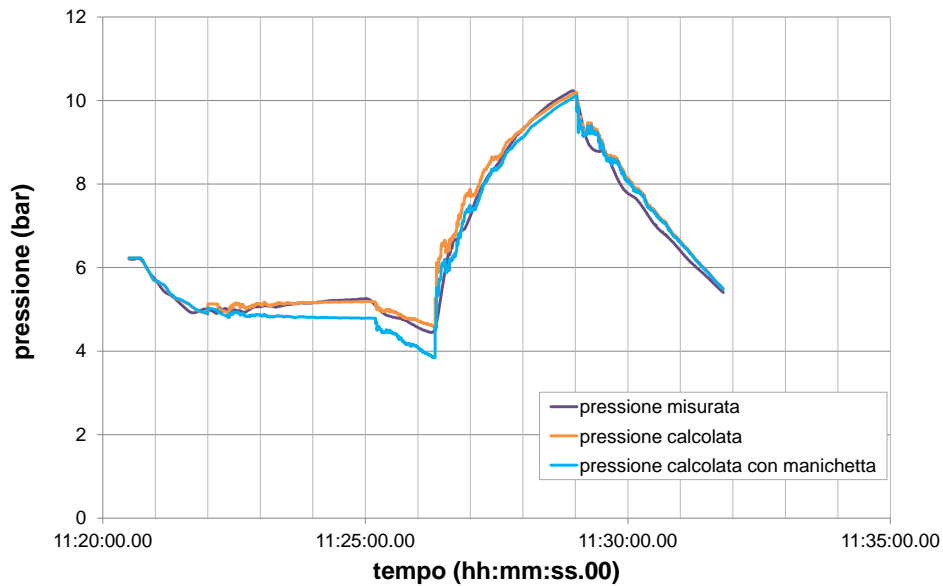


Figura 5.21: Confronto degli andamenti di pressione simulati alla centralina Gesuiti, con e senza manichetta.

tale dispositivo o meno. Assumendo che l'erogazione avvenga direttamente attraverso l'idrante, mediamente, sull'intero intervallo in esame, la risposta misurata risulta più accurata.

Per riprodurre il comportamento della manichetta ne è stata considerata una scabrezza assoluta di 0.000052 m, desunta mediando i valori forniti direttamente dall'espressione di Colebrook - White, per diversi valori di portata compresi nell'intervallo di 6 - 9 l/s, osservato durante le prove. Nota la portata infatti, e definito il numero di resistenza f come:

$$f = \frac{g\pi^2\beta}{8} \quad (5.5)$$

per analogia dell'espressione di Darcy - Weisbach con la seguente:

$$j = \beta \frac{Q^2}{D^5} \quad (5.6)$$

usualmente adottata per definire le perdite distribuite all'interno delle manichette, la

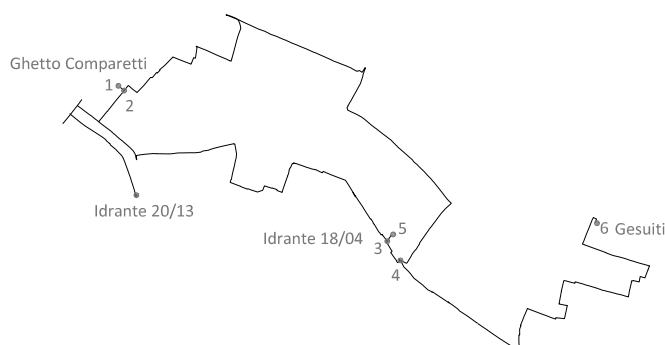


Figura 5.22: Schematizzazione della porzione di rete analizzata considerata nella riproduzione parziale della prova eseguita all'idrante 18/04.

Tabella 5.2: Caratteristiche dei tronchi condotta considerati nella simulazione all'idrante 18/04.

INDICE CONDOTTA	NODO DI MONTE	NODO DI VALLE	DIAMETRO (m)	LUNGHEZZA (m)	SCABREZZA (m)	K PERDITA LOC.ZZATA	CELERITA' (m/S)
1	1	2	0.184	15.50	0.001	0.000	190.00
2	2	3	0.184	1028.19	0.001	0.000	190.00
3	3	4	0.184	69.04	0.001	0.000	190.00
4	2	4	0.184	1391.25	0.001	0.000	190.00
5	3	5	0.100	16.34	0.001	3.192	190.00
6	4	6	0.184	1113.24	0.001	0.000	190.00

scabrezza risulta:

$$\epsilon = 3.71D \left(10^{-\frac{1}{2\sqrt{f}}} - \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (5.7)$$

5.2.2 Idrante 18/04

Nella simulazione all'idrante 18/04 si è fatto riferimento alla schematizzazione illustrata in figura 6.22, le cui caratteristiche sono brevemente riassunte in tabella 6.2. L'idrante, per questa seconda prova, è posizionato al nodo 5, mentre le centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti continuano a corrispondere rispettivamente ai nodi 1 e 6.

La risposta della rete è stata simulata nell'intervallo di tempo compreso tra le 12:21 e le 12:33, durante il quale la lancia all'idrante è aperta. Gli andamenti ottenuti con la simulazione alle stazioni di rilancio e al punto d'erogazione sono evidenziati in figura 6.23, figura 6.24 e figura 6.25, dove sono messi a confronto con quelli misurati il giorno dell'indagine.

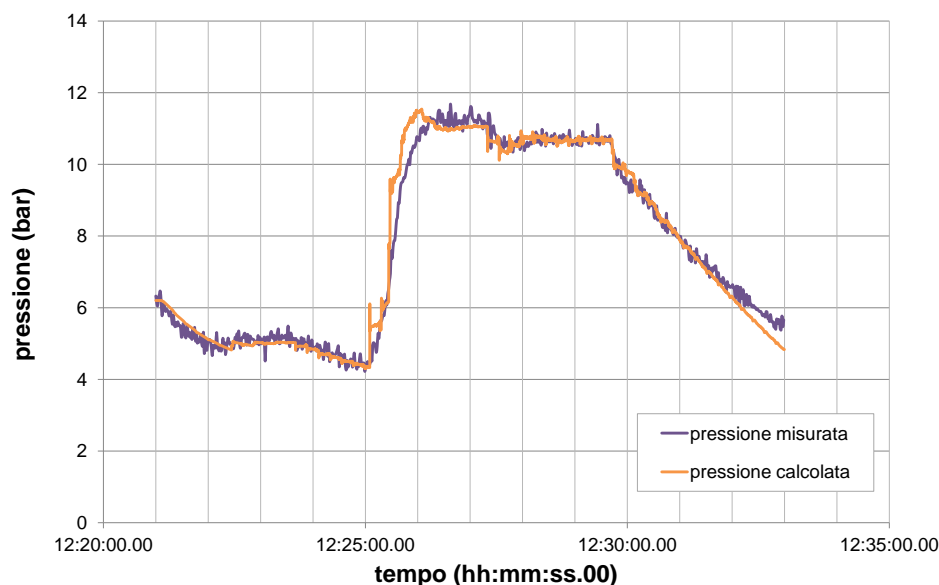


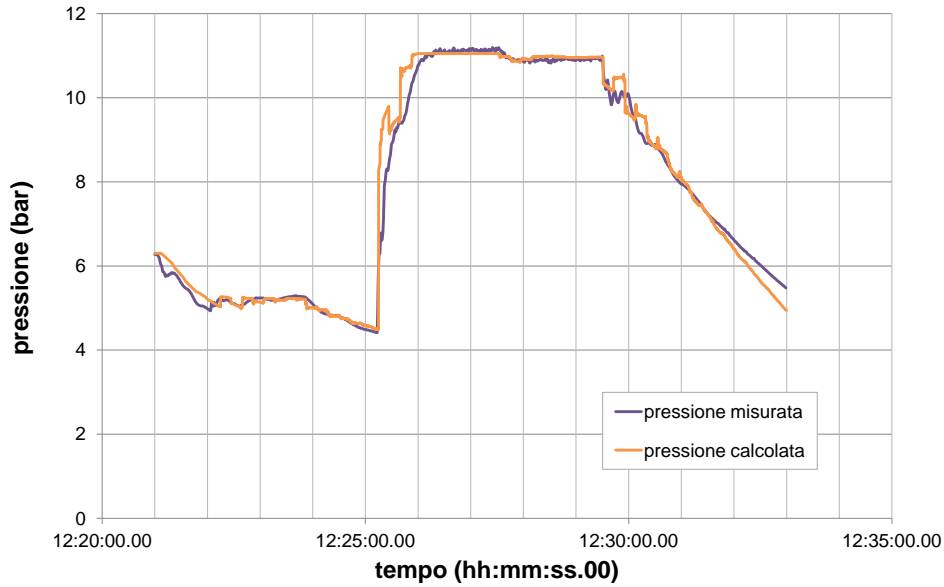
Figura 5.23: Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 18/04.

Con gli stessi parametri utilizzati nella simulazione della prova all'idrante 20/13, in tutte le posizioni analizzate, lo scostamento tra i valori di pressione rilevati e registrati è inferiore a 0.1 bar, per quasi tutta la durata dell'intervallo esaminato. Scarti di poco superiori, ma sempre di modesta entità, si rilevano in concomitanza della fase in cui risulta attiva l'elettropompa a Ghetto - Comparetti, tra le 11:25 e le 11:26.

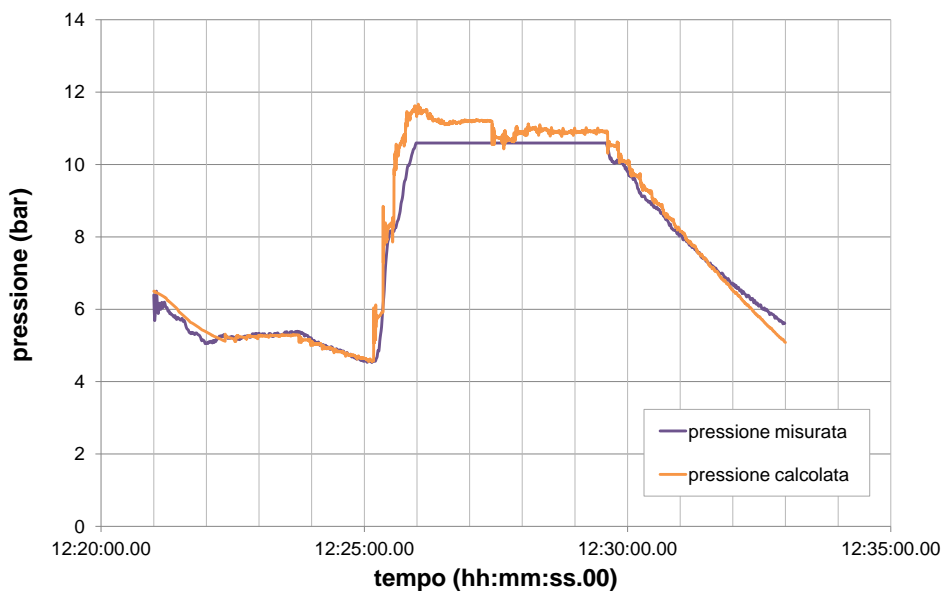
La differenza più evidente si osserva all'idrante dove, per problemi di fondo scala della strumentazione, tra le 11:26 e le 11:29, la pressione misurata non va oltre gli 11 bar. Tuttavia, non avendo alcun elemento di confronto attendibile, tale differenza (0.5 bar) non può essere ritenuta significativa. Anche le misure di portata risultano molto accurate, presentando uno scostamento medio di $0.15 \div 0.2$ l/s.

5.3 Analisi di sensibilità

Di seguito, vengono illustrate le analisi di sensibilità svolte al fine di verificare la correttezza dei parametri adottati nella calibrazione del modello, non deducibili dai dati sperimentali acquisiti: scabrezza assoluta delle condotte e celerità.



(a) *Alla centralina Gesuiti.*



(b) *Pressione all'idrante 18/04.*

Figura 5.24: Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello nella prova all'idrante 18/04.

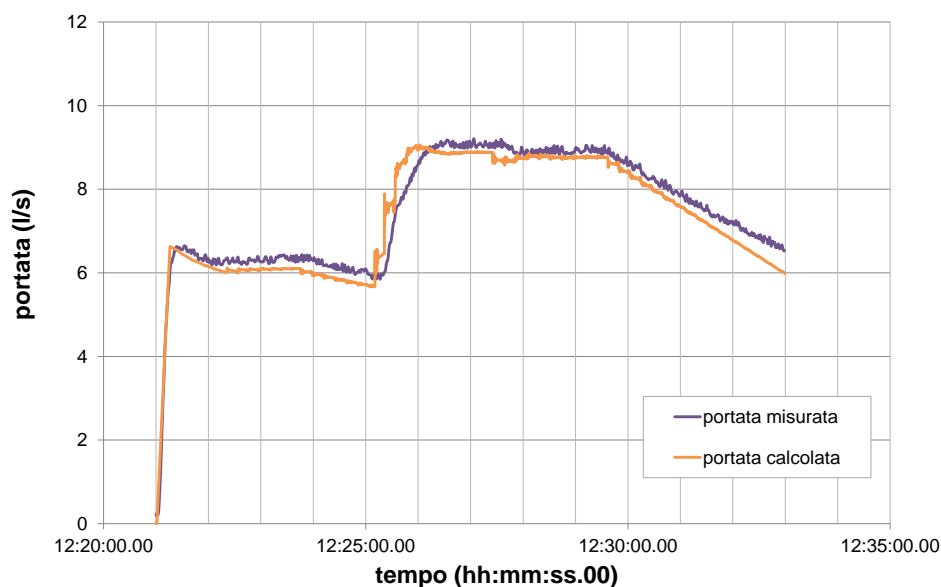


Figura 5.25: Confronto tra i valori di portata misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 18/04.

Inoltre, per sottolineare la limitata influenza della durata delle manovre sulla risposta del sistema, verranno messi a confronto anche gli andamenti delle pressioni e della portata all'idrante ottenuti ipotizzando manovre di diversa rapidità. Come dati di riferimento sono stati assunti quelli relativi alla prova all'idrante 20/13.

5.3.1 Scabrezza assoluta delle condotte

La risposta simulata all'idrante con una scabrezza di 1 mm è stata messa a confronto con quelle ottenute con il massimo e il minimo valore che lo stesso parametro può presentare: 3 e 0.3 mm, essendo questo l'intervallo di valori tipico per i materiali plastici come il polietilene [Da Deppo et al., 2006].

Con queste scabrezze, considerata la portata di progetto (30 l/s) e le caratteristiche della rete, il numero di resistenza f può variare da 0.023 a 0.045; valori che, combinati al passo temporale di calcolo di 0.01 s utilizzato, rendono ininfluenza il termine dissipativo sulle soluzioni. Come si denota in figura 6.26, infatti, le risposte non presentano alcuna differenza degna di nota; aspetto che convalida il valore di 1 mm assunto.

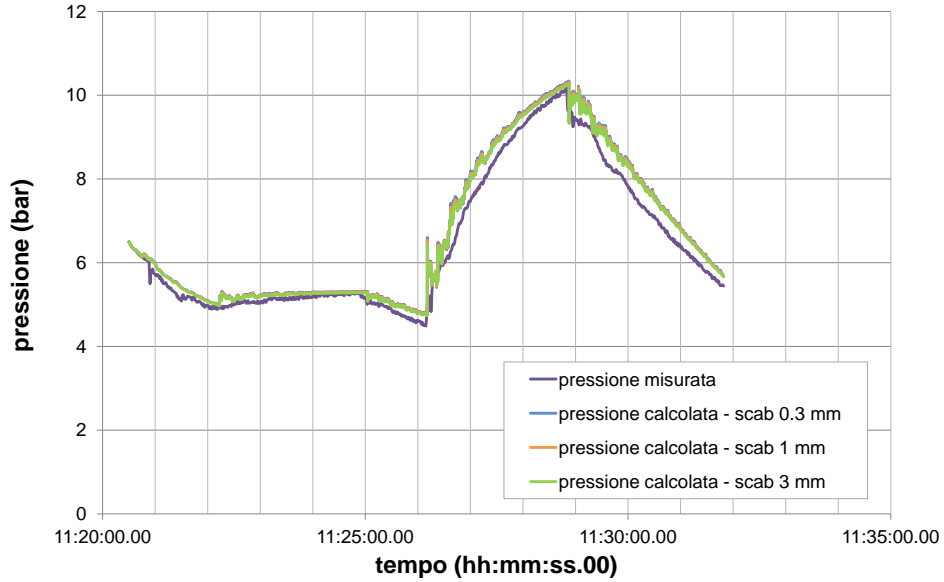
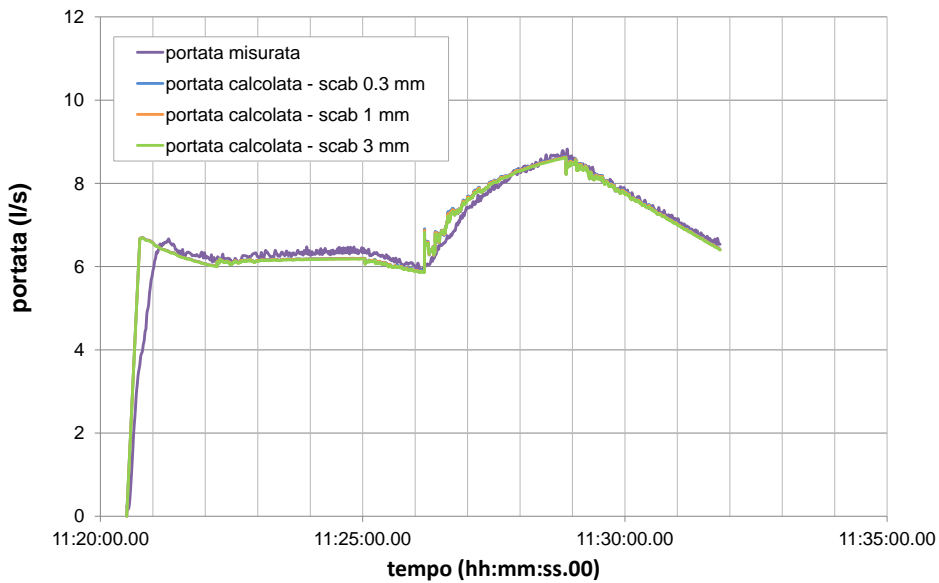
(a) *Pressione all'idrante.*(b) *Portata all'idrante.*

Figura 5.26: Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando diversi valori di scabrezza nella prova all'idrante 20/13.

5.3.2 Celerità di propagazione delle perturbazioni

Per verificare la correttezza della celerità di 190 m/s assunta nelle simulazioni della risposta della rete, gli andamenti della pressione e della portata all'idrante, ottenuti con tale valore, sono stati messi a confronto con quelli relativi ad altre tre celerità: 310, 221 e 150 m/s; ciascuna delle quali è rappresentativa di uno specifico stato delle condotte.

Il primo è il valore che si verificherebbe in presenza di condotte di recente realizzazione e posa, per le quali il modulo di elasticità può essere ancora considerato nella sua totalità. Il secondo invece è il valore solitamente utilizzato nelle verifiche a lungo, corrispondente al modulo di elasticità ridotto della metà, mentre il terzo è un valore assunto volutamente inferiore ai 190 m/s per verificarne l'effetto su pressioni e portata.

Come si evince dai confronti di figura 6.27, conseguentemente ad un aumento della celerità la pressione e la portata variano più rapidamente, così come ad una sua riduzione le stesse grandezze variano più lentamente. Per verificare quale sia il corretto valore da attribuire a questo parametro, quindi, è sufficiente confrontare la pendenza delle curve $p(t)$ e $q(t)$.

Seguendo questo criterio, proprio come per la scabrezza, la comparazione delle diverse risposte convalida il valore di celerità assunto.

5.3.3 Tempi di manovra

Per verificare l'influenza della durata della manovra agli idranti sono state simulate anche le risposte relative a manovre di 0.5, 30 e 40 s, rappresentate in figura 6.28.

All'aumentare del tempo impiegato per eseguire l'apertura/chiusura del dispositivo si osserva un aumento dell'erogazione più lento, mentre per tempi minori si verifica esattamente il contrario ma, in entrambi i casi, non si notano scostamenti significativi delle soluzioni, che anzi coincidono per gran parte dell'intervallo analizzato.

5.4 Simulazione dei dati raccolti il 7 marzo 2012

A conclusione del presente capitolo, in figura 6.29, figura 6.30a e figura 6.30b, si riportano i confronti tra la risposta simulata con il modello calibrato e quella misurata in data 07/03/2012 a seguito delle manovre eseguite all'idrante 20/13. Gli andamenti delle pressioni e della portata sono stati riprodotti per l'intervallo di tempo compreso

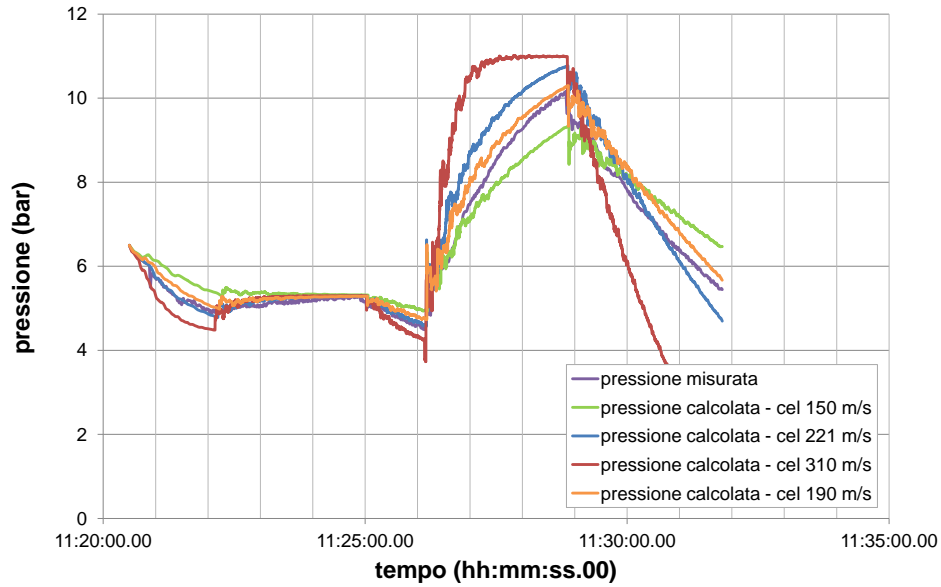
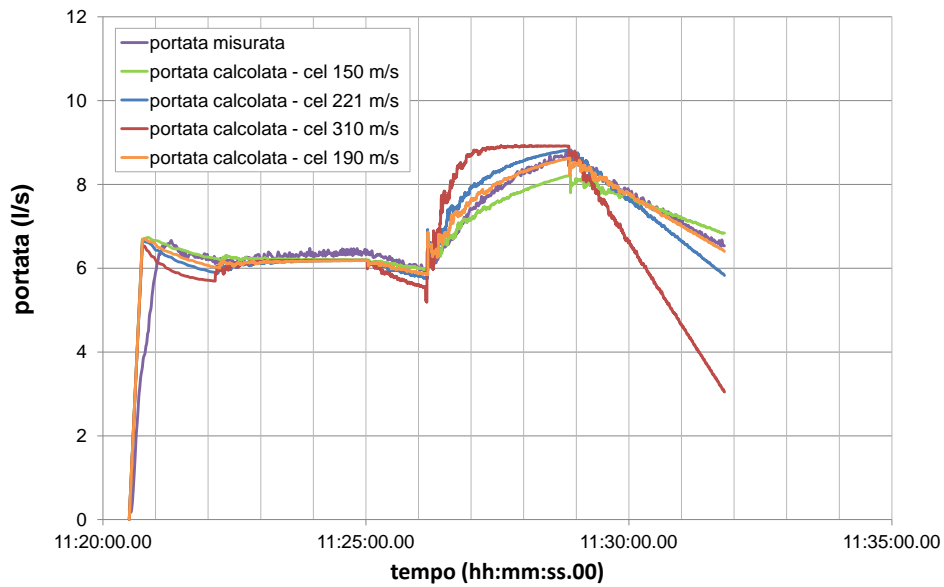
(a) *Pressione all'idrante.*(b) *Portata all'idrante.*

Figura 5.27: Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando una diversa celerità di propagazione delle perturbazioni nella prova all'idrante 20/13.

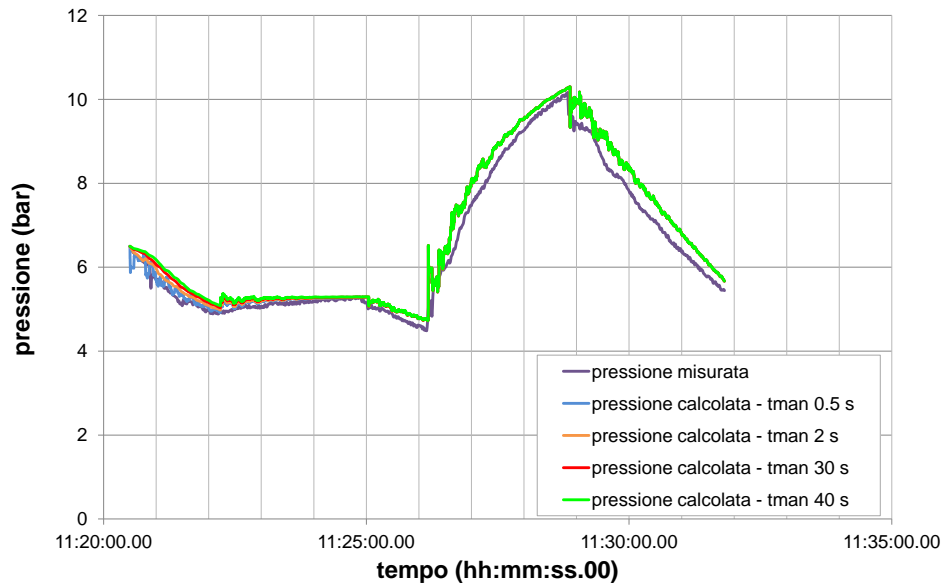
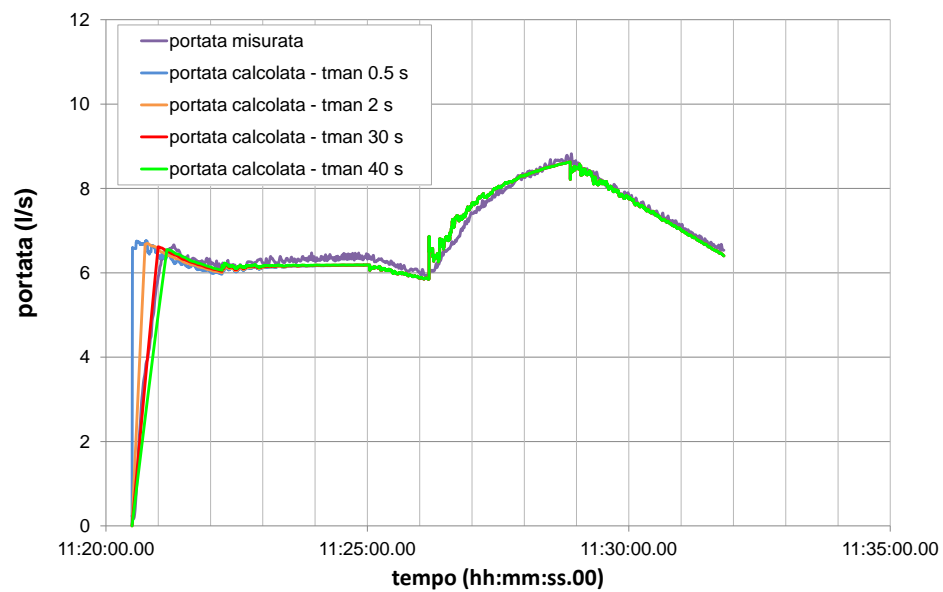
(a) *Pressione all'idrante.*(b) *Portata all'idrante.*

Figura 5.28: Confronto tra i valori misurati e calcolati con il modello ipotizzando un diverso tempo di manovra nella prova all'idrante 20/13.

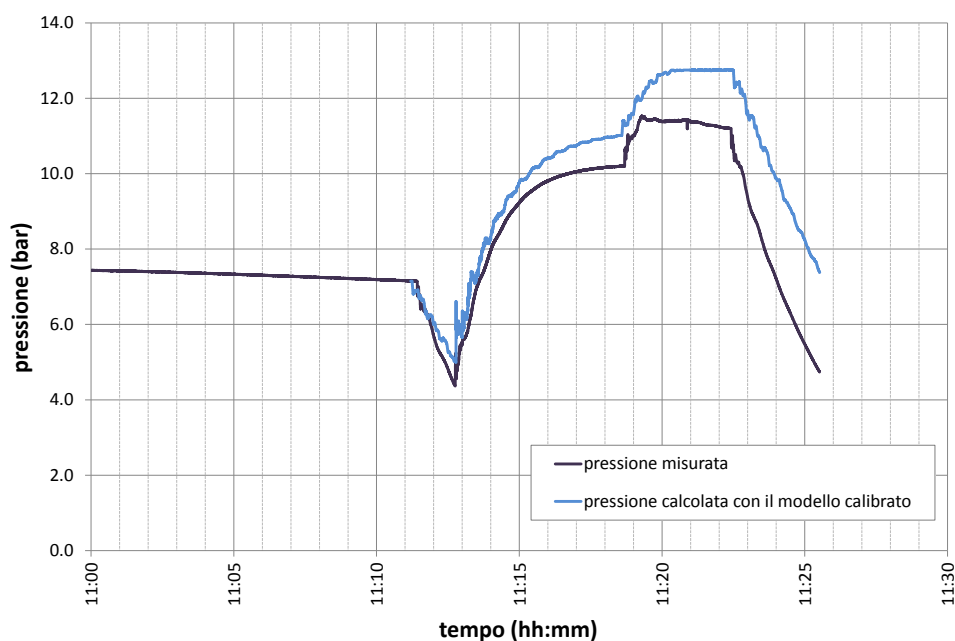


Figura 5.29: Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello alla centralina Ghetto - Comparetti nella prova all'idrante 20/13 del 7 marzo 2012.

tra 11:11 e le 11:26, durante il quale sono state eseguite o verificate tutte le manovre del secondo ciclo: la sequenza apertura - chiusura - apertura parziale della lancia, intervallata all'avviamento e successivo spegnimento dell'elettropompa alla centralina Ghetto - Comparetti.

Nella simulazione numerica la porzione di rete in esame è stata nuovamente schematizzata come indicato dallo schema di figura 6.18, ovvero con sette nodi e sette tronchi condotta, per le cui caratteristiche si è quindi fatto riferimento alla tabella 6.1. Differentemente dalla prova di dicembre però, dovendo tener conto dell'isolamento della centralina Gesuiti, il nodo 6 è stato considerato come un semplice nodo dal quale non viene erogata alcuna portata.

Affinché il confronto delle risposte possa essere ritenuto attendibile, per ovviare al problema del consistente sfasamento temporale tra le misure registrate alla stazione di rilancio e al punto di erogazione, le curve relative all'idrante sono state traslate in avanti nel tempo in modo che gli incrementi e le riduzioni di pressione risultino compatibili con quelli verificati alla stessa stazione. Si è tenuto conto cioè del tempo che dovrebbero impiegare le perturbazioni per percorrere il tratto compreso tra queste due posizioni,

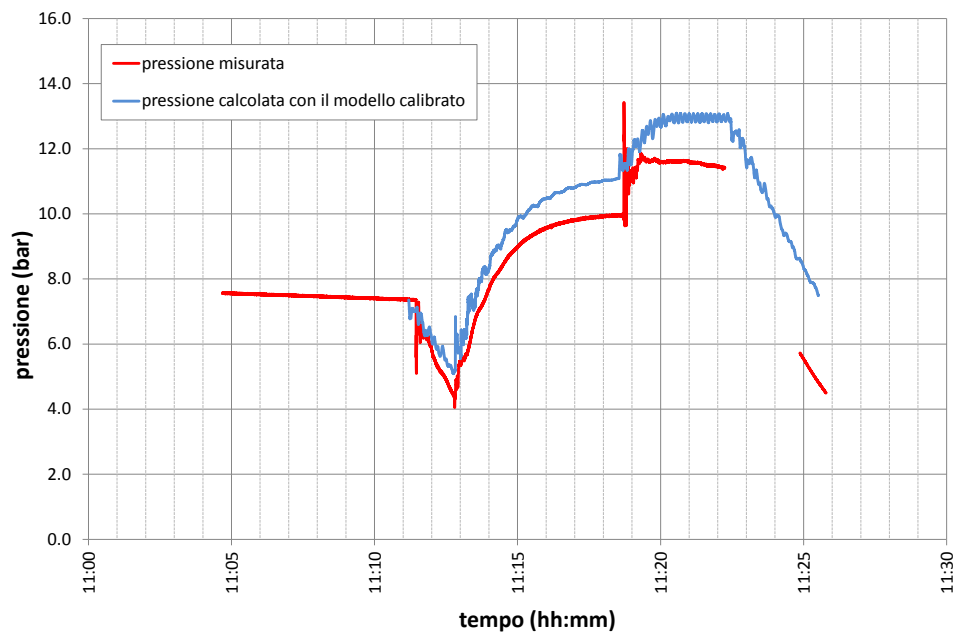
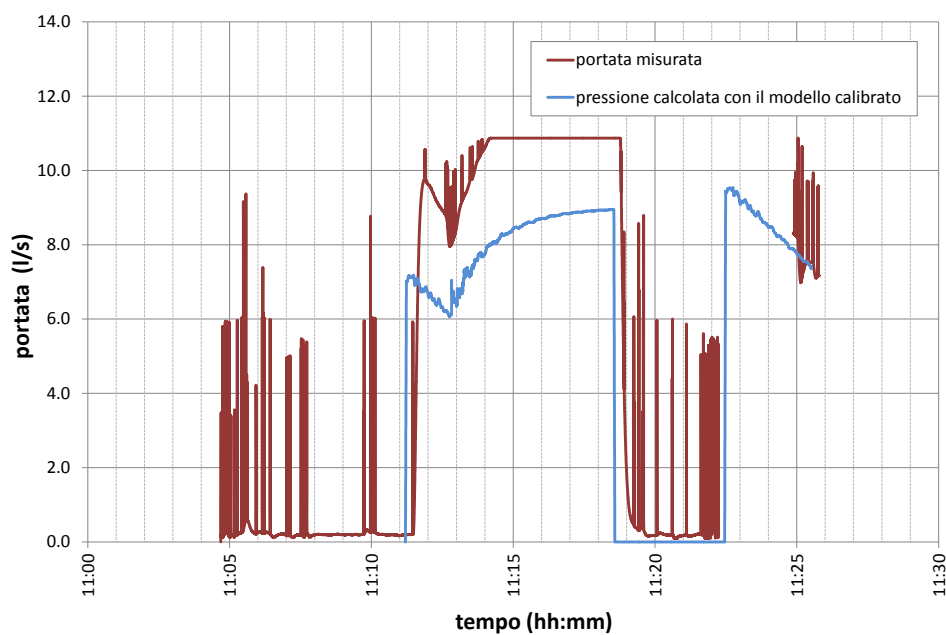
(a) *Pressione all'idrante.*(b) *Portata all'idrante.*

Figura 5.30: Confronto tra i valori di pressione misurati e calcolati con il modello al punto d'erogazione nella prova all'idrante 20/13 del 7 marzo 2012.

considerando la celerità di 190 m/s fissata con la calibrazione e convalidata dall'analisi di sensibilità.

Il notevole scostamento tra valori misurati e simulati dimostra come sia effettivamente cambiata la configurazione della rete in esame a seguito dell'isolamento della centralina Gesuiti e come, di conseguenza, i dati acquisiti non possano essere ritenuti sufficientemente attendibili da essere utilizzati nella taratura del modello o confrontati con le acquisizioni di dicembre. Le maggiori portate immesse in rete, per assicurare comunque il servizio antincendio in tutto il tratto di rete oggetto di studio, infatti, comportano riduzioni di pressione anche di 1 bar rispetto ai valori che si dovrebbero verificare in condizioni di normale funzionamento del sistema, stimate col modello.

Nonostante questo, vista la velocità con cui variano le pressioni, gli andamenti registrati confermano ulteriormente il valore assunto per la celerità.

Capitolo 6

SIMULAZIONI DELLA RISPOSTA DELLA RETE

Come messo in evidenza nel capitolo 5, a causa dell'elevato grado di interconnessione che contraddistingue il sistema antincendio del centro storico di Venezia, le centraline in esso presenti possono influenzarsi reciprocamente comportando, all'apertura di un idrante, valori di pressione e portata ben diversi da quelli previsti in sede progettuale. Per tale motivo, si è deciso di utilizzare il modello, calibrato sui dati raccolti durante le prove di dicembre 2011, al fine di verificare la rete nei confronti della richiesta della portata di progetto (30 l/s) e analizzare come la variazione della posizione del punto d'erogazione rispetto alle due stazioni di rilancio e le caratteristiche delle strumentazioni in esse installate possano influenzarne la risposta, sviluppando le simulazioni nella porzione di rete già oggetto di taratura.

Di conseguenza, si è ipotizzato che si verificano, alternativamente, degli incendi in tre punti diversi della zona oggetto di studio: uno più vicino alla centralina Ghetto - Comparetti (CASO 2), in prossimità di Calle due Corti - zona parco Savorgnan, uno più vicino alla Gesuiti (CASO 3), in prossimità di Calle del Forno, e un altro in una posizione intermedia tra le due (CASO 1), in prossimità di Calle Pignater in zona universitaria (figura 7.1). Inoltre, dato che la risposta del sistema dipende anche dal ritardo con cui i pressostati comandano l'avviamento e lo spegnimento delle pompe, ciascun caso è stato esaminato assumendo due diversi valori dell'intervallo temporale (rappresentato dalla variabile TEMP nel modello) sul quale, questi stessi dispositivi, valutano la pressione



Figura 6.1: Fotopiano con riportati il tracciato della rete e le tre diverse zone in cui sono stati ipotizzati gli incendi.

media da confrontare con il valore di taratura: 4 e 10 s, rispettivamente pari ad un tempo di poco inferiore e superiore al ritmo medio della rete ($7 \div 8$ s), nell'ipotesi che gli avviamenti delle pompe possano essere più, e meno, influenzati da eventuali oscillazioni in essa presenti. Dai risultati delle simulazioni si vedrà come, lavorando con un sistema complesso, costituito da molteplici elementi, e non con singole condotte, il funzionamento dei pressostati possa comunque risentire delle perturbazioni, con entrambi i valori.

Essendo interessati a capire quali e quante stazioni di rilancio si avviino per garantire il servizio antincendio, al variare degli idranti da cui avviene la richiesta di risorsa, e i conseguenti valori di pressione e portata che si instaurano all'interno della rete, l'unico aspetto per cui si differenziano i tre casi sono le caratteristiche topologiche del tratto esaminato e relativa schematizzazione. Tutti gli altri parametri e coefficienti sono stati assunti compatibilmente con quanto verificato con le suddette indagini di campo e mantenuti costanti per tutte le simulazioni, essendo interessati ad analizzare il sistema in condizioni di normale funzionamento.

Tabella 6.1: Pressioni di taratura dei pressostati installati alle mandate delle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti. [(A) Avviamento, (S) Spegnimento, (-) valore non previsto].

Pressioni di taratura dei pressostati				
Pompa	Gesuiti		Comparetti	
	A	S	A	S
Pompa pilota	5	6.5	5	6.5
Elettropompa 1	4.5	-	4.5	-
Elettropompa 2	4	-	4	-

Poiché si vuole simulare la condizione di progetto, sono stati considerati due idranti dotati di due manichette ciascuno. Per riprodurre il comportamento della generica manichetta, alla sua estremità di valle è stato attribuito un coefficiente d'emitter pari al valore medio dei coefficienti valutati per gli idranti 18/04 e 20/13 sulla base dei dati sperimentali raccolti: $0.00084471 \text{ m}^3/\text{sm}^{0.5}$. Tenendo conto del tempo che può essere mediamente impiegato per il loro collegamento, si è assunto che nell'estinzione dell'incendio le manovre d'apertura si verifichino ad intervalli regolari di 2'30" e con una durata di 2 s. Solamente tra l'apertura della prima e della seconda manichetta è stato volutamente imposto un intervallo di 7'30", per verificare se le pompe di compensazione riescano effettivamente a far fronte alla richiesta di portata senza che intervengano le elettropompe. Le manovre di chiusura invece, per le manichette di uno stesso idrante, si è assunto che si verifichino contemporaneamente e con una durata di 10 s, ma in istanti diversi per i due idranti, come solitamente accade nelle situazioni reali.

Affinché l'avviamento e lo spegnimento (relativo - questo ultimo - alle sole pompe pilota, visti i dettami della UNI EN 12845) dei gruppi di spinta si verifichi in presenza di un prefissato valore di pressione, così come accade nel sistema reale, per questi è stato assunto il funzionamento automatico. A questo scopo, come evidenziato in appendice, le subroutine STIFV e PRESS sono state ulteriormente modificate, per consentire anche la riproduzione delle pompe di compensazione.

Per definire i valori di taratura dei pressostati, si è fatto riferimento alle pressione in corrispondenza delle quali si sono verificate le accensioni e gli spegnimenti di ciascuna pompa durante le indagini di campo; molto diverse da quelle indicate in figura 6.5. Tali valori sono riportati in tabella 7.1. Per l'elettropompa 2 come soglia è stata assunta la pressione fornita da VERITAS, dato che non se ne è mai verificato l'avviamento.

Infine, avendo calibrato opportunamente le curve caratteristiche delle pompe in



Figura 6.2: Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 1.

modo che si possa simulare la risposta del sistema a partire dai valori di pressione relativa e non dalla quote piezometriche, per definire le condizioni di quiete iniziali si è imposta una pressione di 6.5 bar, in ciascun nodo della rete; compatibilmente con il valore che dovrebbe essere mantenuto dalle pompe pilota. Solo alle aspirazioni dei gruppi di spinta è stato fissato il valore di 2.35 bar, definito con le misure del 7 marzo, assumendo che la pressione del sistema di distribuzione idropotabile della città sia la stessa ad ogni stazione di rilancio. Nei seguenti paragrafi si riportano i risultati delle simulazioni effettuate.

Tabella 6.2: Caratteristiche dei tronchi condotta considerati nella simulazione denominata caso 1.

INDICE CONDOTTA	NODO MONTE	NODO VALLE	DIAMETRO (m)	LUNGHEZZA (m)
1	1	2	0.184	15.5
2	2	3	0.184	437.2
3	3	4	0.184	73.96
4	3	5	0.184	660.02
5	2	5	0.184	1391.25
6	5	6	0.184	1113.24
7	4	7	0.1	70.1
8	4	8	0.1	96.94
9	7	9	0.07	20
10	7	10	0.07	20
11	8	11	0.07	20
12	8	12	0.07	20

6.1 Caso 1: Incendio in zona universitaria

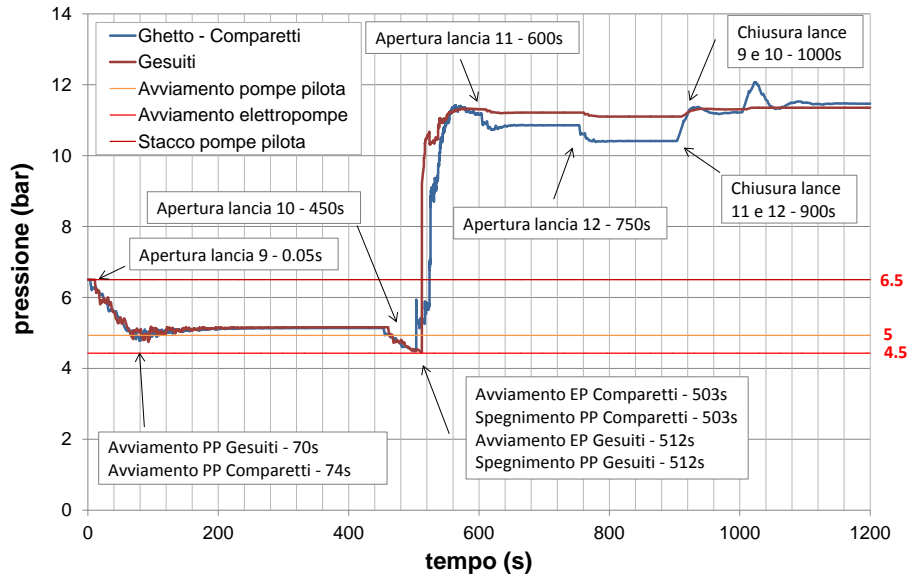
Nella simulazione della risposta della rete alla richiesta di risorsa da parte di due idranti in zona universitaria, per estinguere l'ipotetico incendio divampato presso le aule Cannaregio, si è fatto riferimento alla schematizzazione di figura 7.2. In tabella 7.2 sono invece riassunte le caratteristiche geometriche degli elementi considerati.

Come nella riproduzione delle prove agli idranti 20/13 e 18/04, vista nel precedente capitolo, le centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti sono identificate rispettivamente dai nodi 1 e 6, mentre gli idranti, in questo caso, coincidono con i nodi 7 e 8. L'erogazione vera e propria avviene attraverso le lance poste nelle sezioni terminali di valle delle quattro manichette adottate, che sono identificate dai nodi 9, 10, 11 e 12.

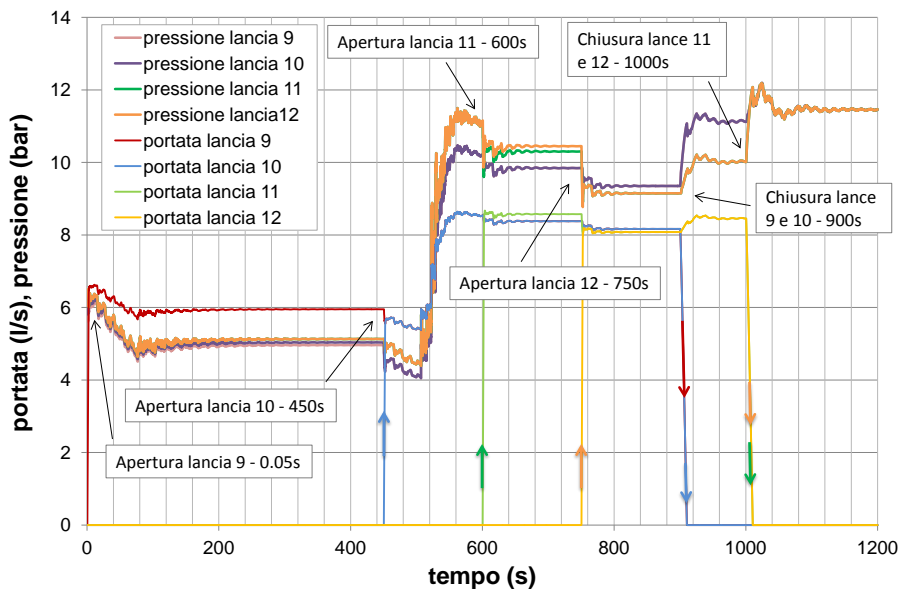
Per un intervallo temporale di misura dei pressostati di 4 s, gli andamenti delle pressioni alle centraline e di pressioni e portate ai punti d'erogazione sono riportati in figura 7.3. Con l'apertura della prima manichetta, all'istante 0.05 s, la pressione subisce una riduzione di circa 1.5 bar in tutta la rete, raggiungendo in poco più di un minuto il valore di taratura delle pompe di compensazione (pompe pilota) di entrambe le centraline. In conseguenza al loro avviamento, la pressione si stabilizza attorno ad un valore di 5 bar con l'efflusso di una portata di circa 6 l/s. Il sistema riesce a garantire comunque il servizio antincendio senza che si avvii alcuna elettropompa, cosa che si verifica solamente all'apertura della seconda manichetta, per il raggiungimento della soglia dei 4.5 bar.

Vista la minore distanza che la separa dal punto d'erogazione, la prima elettropompa ad entrare in funzione è quella della centralina Ghetto - Comparetti. Tuttavia, a causa del ritardo con cui il pressostato comanda l'avviamento di quest'ultima, l'incremento di pressione che ne consegue non è sufficientemente rapido da riuscire a contrastare la depressione alla stazione di rilancio Gesuiti dove, 10 s più tardi, si verifica anche l'avviamento della relativa elettropompa 1. In seguito all'attacco di entrambi i gruppi di spinta la pressione cresce fino ad un valore di circa 11.5 bar in tutta la rete, comportando lo spegnimento quasi istantaneo delle pompe di compensazione¹.

¹Oltre che per il raggiungimento del valore di taratura, lo spegnimento delle pompe pilota può avvenire anche nel caso in cui al loro nodo di valle si presenti una quota piezometrica superiore a quelle che le stesse sono in grado di produrre, per evitare che venga erroneamente considerata la completa riflessione della perturbazione come se nel sistema fosse presente una sola pompa, in presenza di elettropompe attive. La descrizione dettagliata di come venga riprodotto il funzionamento delle pompe di compensazione dalle subroutine STIFV e PRESS è



(a) Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.



(b) Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.

Figura 6.3: Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.

Con l'erogazione dal singolo idrante, in queste condizioni, la portata emunta è dell'ordine dei 17 l/s, superiore quindi al valore previsto in sede progettuale (di circa 15 l/s). A seguito dell'apertura della terza e della quarta manichetta la pressione alle lance si riduce approssimativamente di 3 bar ma nonostante questo si continua ad osservare un esubero di risorsa di circa 2 l/s. Alle stazioni di rilancio invece, l'aumento della richiesta comporta riduzioni di pressione differenti per via delle diverse curve caratteristiche che contraddistinguono il comportamento delle elettropompe in esse installate: per entrambe le manovre, alla Ghetto - Comparetti si osserva un abbassamento di pressione di circa 0.5 bar, mentre alla Gesuiti le variazioni sono limitate a 0.1 bar.

Nell'ipotesi che l'incendio sia pressoché estinto, la chiusura sequenziale degli idranti (vengono chiuse contemporaneamente due lance di uno stesso idrante) riporta la pressione a valori superiori a quelli inizialmente verificati in seguito all'avviamento delle elettropompe, facendole raggiungere anche il valore massimo di 12 bar al completo annullamento dell'erogazione.

In figura 7.4 è rappresentata la risposta della rete per lo stesso caso ma assumendo che i pressostati medino i valori di pressione su un intervallo temporale di 10 s, anziché 4 s. Prolungando il tempo di misurazione dei pressostati, le sole differenze che si notano dalle soluzioni ottenute considerando una risposta più celere delle strumentazioni sono gli istanti di avviamento dei gruppi di spinta installati nelle due centraline e, di conseguenza, l'andamento delle pressioni nella fase in cui questi tendono a portarsi a regime; la variazione dell'andamento è comunque molto modesta. In questa condizione, sebbene l'onda di depressione giunga prima alla stazione a Ghetto - Comparetti che a quella a Gesuiti l'avviamento delle relative elettropompe avviene quasi contemporaneamente perché i pressostati risentono della presenza di onde di pressione positive, dovute alla configurazione della rete e al modo in cui le perturbazioni prodotte dalle manovre di apertura si propagano all'interno della stessa, che posticipano l'invio del segnale di accensione. L'entità delle pressioni al termine delle manovre, così come l'entità della portata erogata con il diverso numero di lance in funzione invece restano invariate.

riportata in *Appendice E*.

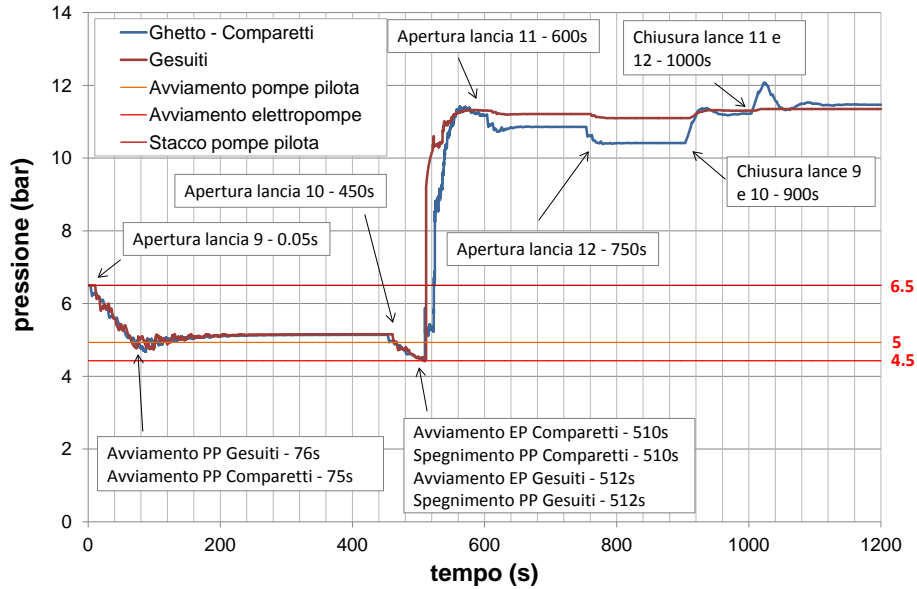
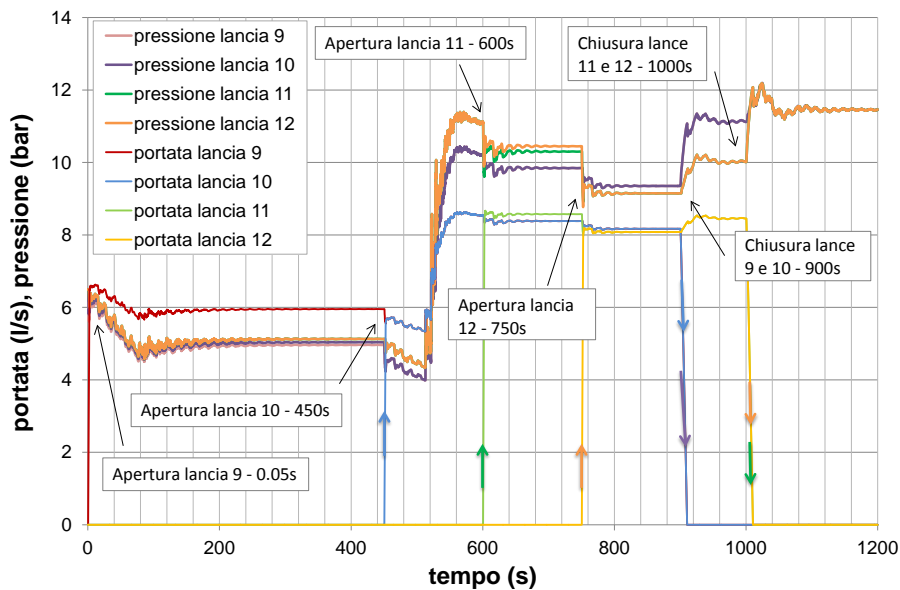
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.4: Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.

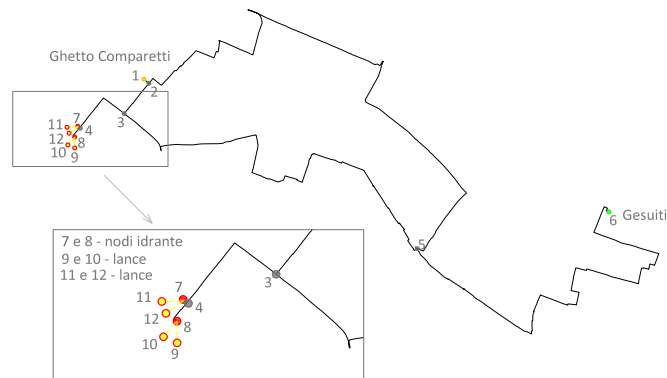


Figura 6.5: Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 2.

Tabella 6.3: Caratteristiche dei tronchi condotta considerati nella simulazione denominata caso 2.

INDICE CONDOTTA	NODO MONTE	NODO VALLE	DIAMETRO (m)	LUNGHEZZA (m)
1	1	2	0.184	15.5
2	2	3	0.184	89.21
3	3	4	0.184	145.98
4	3	5	0.184	1008.02
5	2	5	0.184	1391.25
6	5	6	0.184	1113.24
7	4	7	0.1	3.8
8	4	8	0.1	23.74
9	7	11	0.07	20
10	7	12	0.07	20
11	8	9	0.07	20
12	8	10	0.07	20

6.2 Caso 2: Incendio in zona parco Savorgnan

Per simulare la risposta del sistema nell'ipotesi che l'incendio si verifichi in zona parco Savorgnan il tratto di rete considerato è stato schematizzato come indicato in figura 7.5, assumendo per i relativi tronchi condotta le caratteristiche riportate in tabella 7.3.

Le centraline, gli idranti e le lance sono identificate dagli stessi nodi adottati nella precedente simulazione, anche se ovviamente con posizioni reciproche diverse vista l'attuale ubicazione in cui sono stati assunti i punti d'erogazione.

Al contrario di come si potrebbe immaginare, l'aumento della distanza della centralina Gesuiti dal luogo in cui si verifica l'ipotetico evento calamitoso non esclude

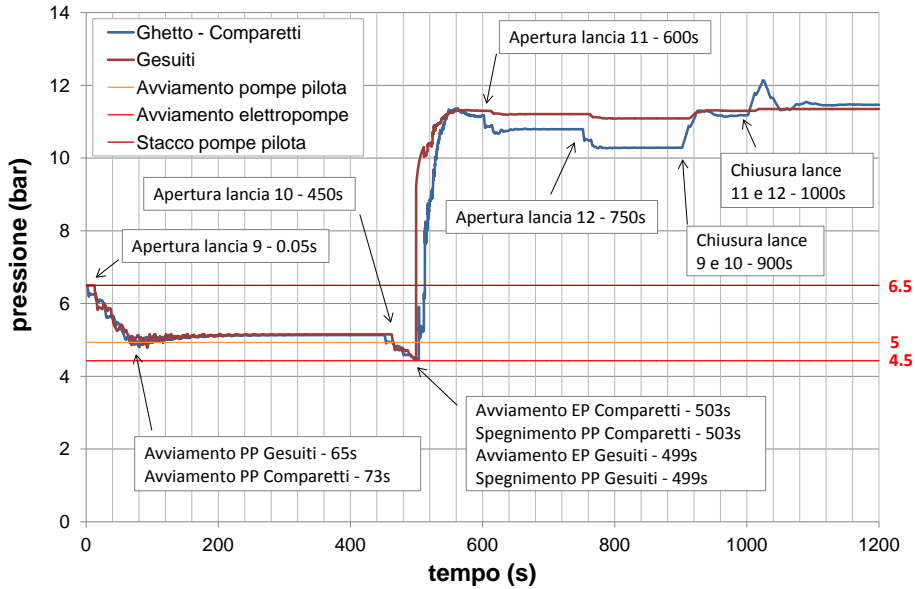
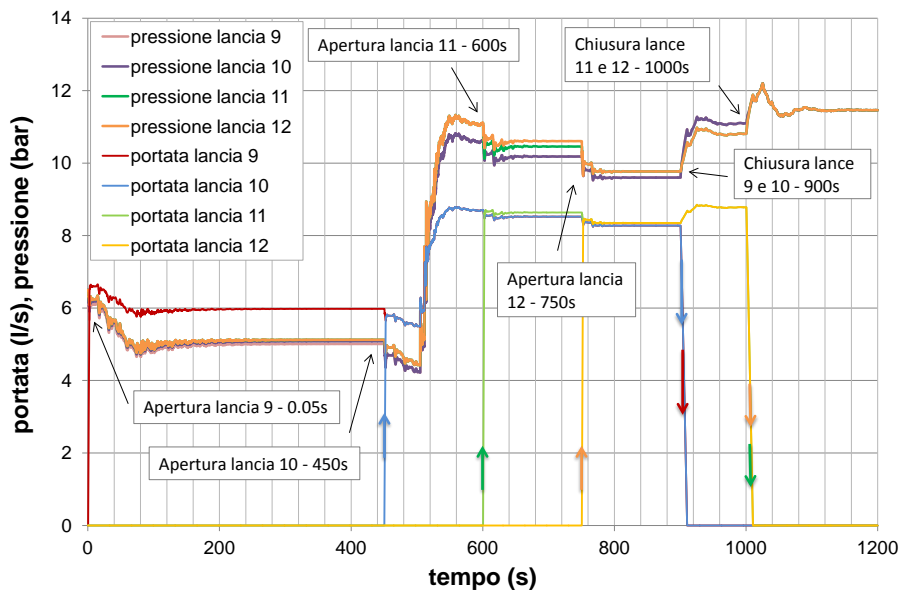
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.6: Risposta del sistema esaminato nel caso 2, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.

l'avviamento della relativa elettropompa, nemmeno al variare delle caratteristiche dei pressostati. Di conseguenza, sia che si assuma un intervallo temporale di 10 o 4 s, a seguito dell'apertura della seconda lancia attaccano i gruppi di spinta di entrambe le stazioni di rilancio, provocando un brusco incremento della pressione e l'immediato arresto delle pompe di compensazione.

Anche in questo caso, sebbene la depressione venga rilevata prima alla centralina Ghetto - Comparetti, l'avviamento del suo gruppo di spinta è temporaneamente inibito dalle perturbazioni positive che si propagano all'interno rete, per cui lo stesso si verifica o solo dopo l'avviamento del gruppo della centralina Gesuiti o al limite nel medesimo istante.

Avendo considerato sempre la stessa sequenza di manovre, gli andamenti delle pressioni e delle portate alle lance e delle pressioni alle centraline sono analoghi a quelli già descritti per il caso 1. Cambia però l'entità della risposta al termine delle manovre sulla terza e quarta manichetta, ora maggiore vista la minor distanza che separa la stazione Ghetto - Comparetti dai punti d'erogazione. Inoltre, poiché gli idranti sono più ravvicinati, l'influenza reciproca delle due coppie di lance è molto più rilevante. Infatti, la differenza tra le variazioni di pressione e portata alle posizioni d'erogazione, conseguenti all'esecuzione di una manovra, sono dell'ordine di qualche decimo di bar.

6.3 Caso 3: Incendio in zona Gesuiti

Ipotizzando che l'incendio si verifichi in zona Gesuiti, per riuscire a simulare la risposta della rete si è fatto riferimento alla schematizzazione di figura 7.8. Gli indici con cui si definiscono le caratteristiche topologiche della porzione in esame sono identici a quelli adottati nei precedenti casi, cambiano però le lunghezze dei tronchi condotta considerati, essendo cambiata la configurazione del sistema.

Anche nel caso 3, analogamente a quanto constatato per il caso 2, all'apertura della seconda lancia si verifica l'avviamento dei gruppi di spinta di entrambe le centraline di pressurizzazione, indipendentemente dall'ampiezza assunta per l'intervallo temporale su cui mediano le misure di pressione i pressostati (4 e 10 s). Vista l'invarianza delle caratteristiche delle manovre eseguite, gli andamenti di pressione e portata simulati sono molto simili a quelli già analizzati nelle due precedenti sezioni, variano però le

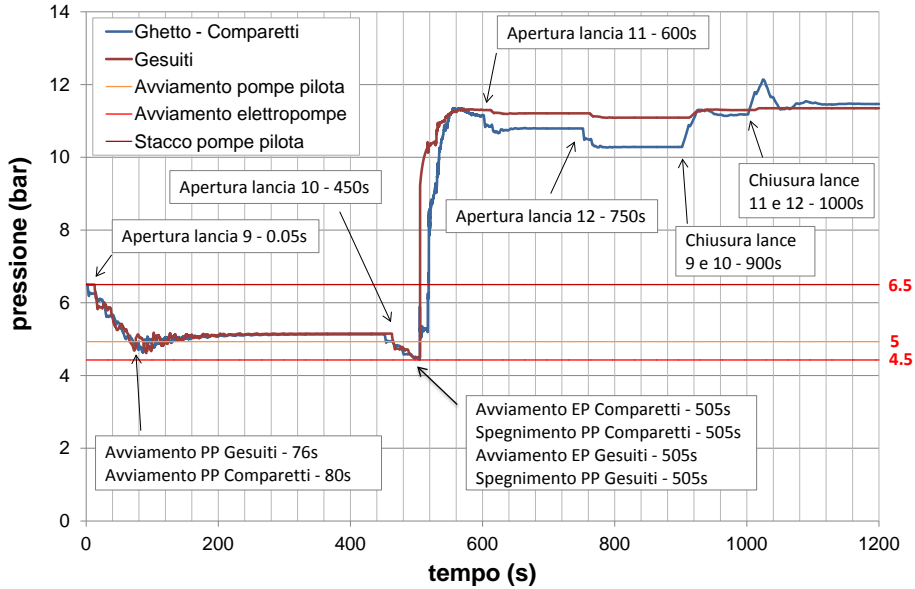
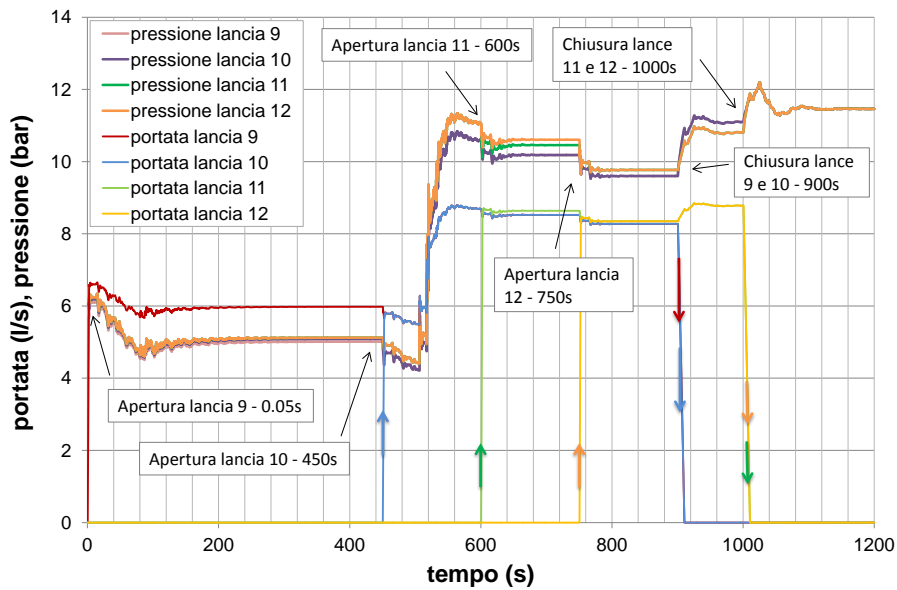
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.7: Risposta del sistema esaminato nel caso 2, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.

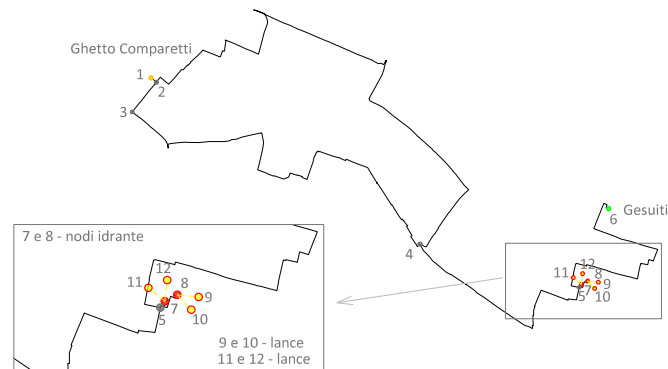


Figura 6.8: Schematizzazione della porzione di rete analizzata nel caso 3.

Tabella 6.4: Caratteristiche dei tronchi condotta considerati nella simulazione denominata caso 3.

INDICE CONDOTTA	NODO MONTE	NODO VALLE	DIAMETRO (m)	LUNGHEZZA (m)
1	1	2	0.184	15.5
2	2	3	0.184	89.21
3	3	4	0.184	1008.02
4	2	4	0.184	1391.25
5	4	5	0.184	554.01
6	5	6	0.184	542.89
7	5	7	0.1	7.6
8	5	8	0.1	29.32
9	7	11	0.07	20
10	7	12	0.07	20
11	8	9	0.07	20
12	8	10	0.07	20

loro entità dato che risultano differenti le distanze che separano i punti d'erogazione dalle centraline.

Complessivamente, in conseguenza alla terza e alla quarta manovra di apertura le pressioni si stabilizzano attorno ad un valore di 10 bar, decisamente superiore ai 6 bar previsti, e a seguito del quale si verifica un esubero di risorsa di circa 6 l/s.

Le pressioni ad entrambe le centraline si mantengono ad un valore prossimo agli 11 bar per tutta la durata della simulazione, raggiungendo al limite gli 11.7 bar al completo annullamento del flusso, al termine dell'ultima manovra di chiusura.

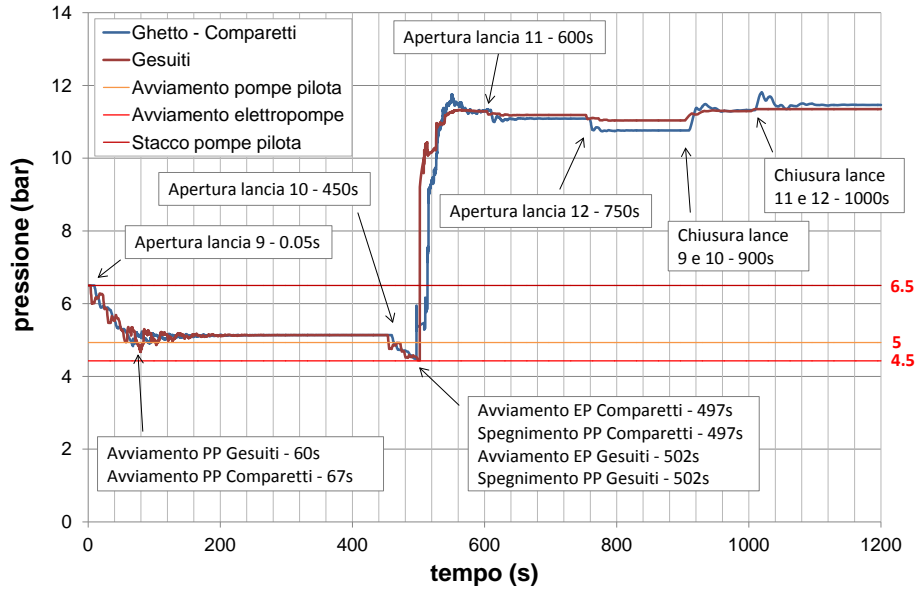
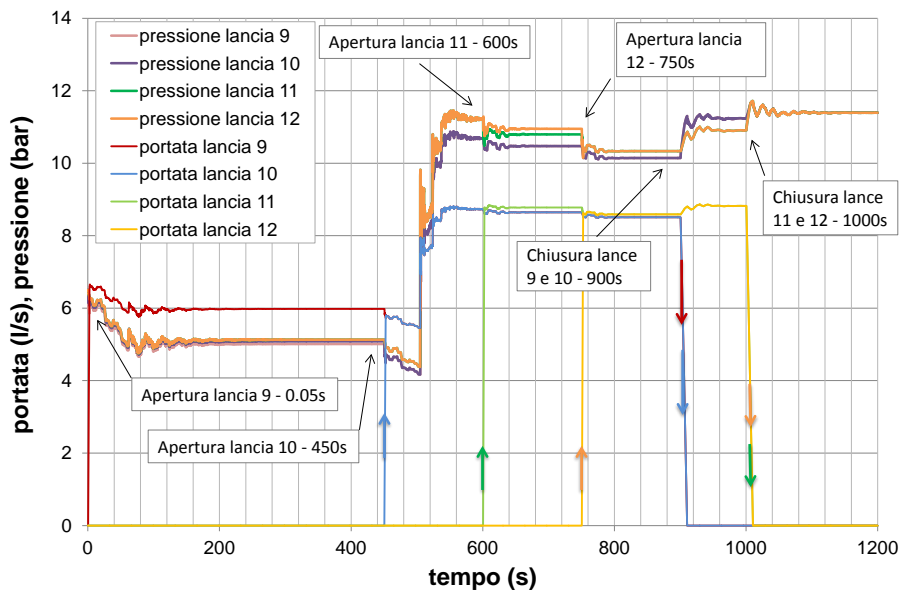
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.9: Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s.

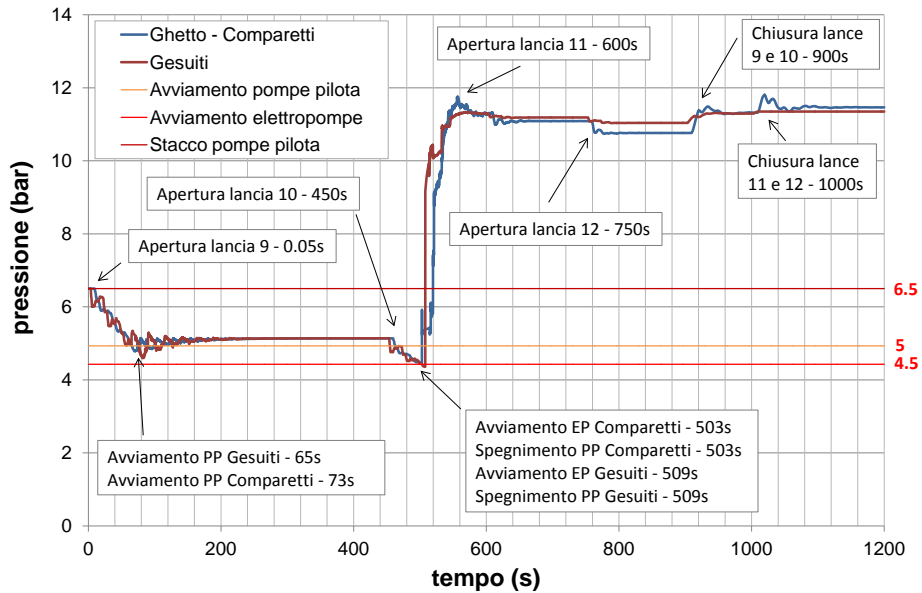
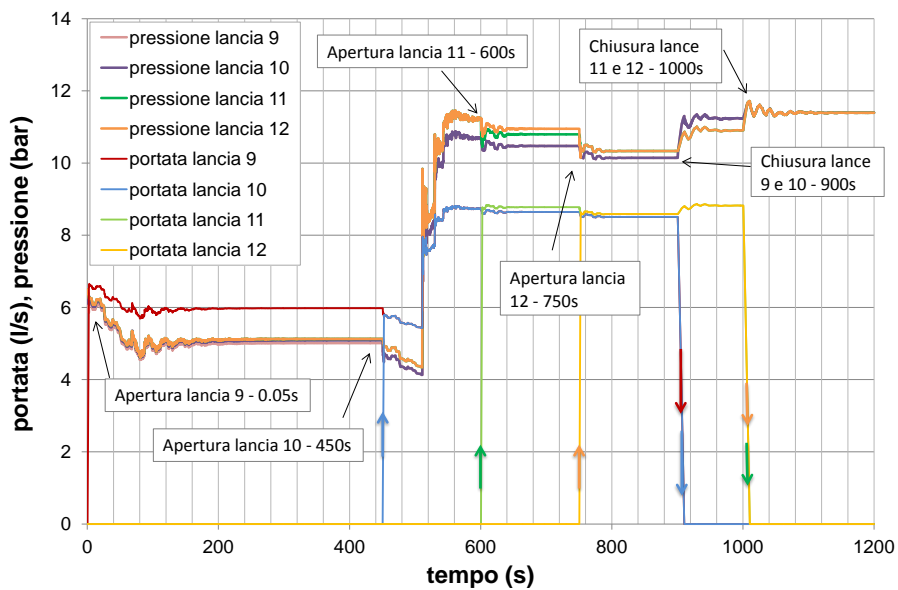
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e potate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.10: Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s.

6.4 Analisi della risposta simulata della rete

I risultati delle sei simulazioni hanno messo in evidenza la dipendenza della risposta del sistema sia dalla posizione del punto d'erogazione rispetto alle centraline di pressurizzazione che dalle caratteristiche delle strumentazioni di controllo in esse installate.

Al variare della distanza tra gli idranti da cui viene richiesto il servizio antincendio e i gruppi di spinta che lo garantiscono, variano i tempi con cui i pressostati rilevano le perturbazioni di pressione prodotte dalle manovre e la prevalenza che gli stessi gruppi sono in grado di fornire.

Se si confrontano le soluzioni riportate in figura 7.3a, figura 7.6a e figura 7.9a infatti, si vedono variare gli intervalli temporali che intercorrono tra le rilevazioni delle perturbazioni alle due stazioni di rilancio e gli andamenti delle pressioni alla Ghetto - Comparetti, con differenze anche superiori a 0.5 bar.

Mentre il primo aspetto dipende dal tempo impiegato dalle onde di pressione per raggiungere le centraline, dal punto in cui si sono generate, quindi dalla loro celerità, il secondo dipende direttamente dalla ripidità della curva caratteristica delle pompe in esse installate; così come si evince da figura 7.11. Modificando la lunghezza L del tratto percorso dal fluido per giungere al punto di erogazione, cambia l'entità delle perdite di carico a cui lo stesso è sottoposto e, di conseguenza, cambia la pendenza della curva caratteristica dell'impianto, essendo questa definita come $\alpha(L)Q^2$. Poiché α è direttamente proporzionale ad L , all'aumentare di quest'ultima, la curva di impianto tende ad alzarsi portando il punto di funzionamento, dato dall'intersezione della stessa con la curva caratteristica della pompa, in campi caratterizzati da maggiori prevalenze e minori portate. Al contrario, se la lunghezza del percorso diminuisce, la curva di impianto tende ad abbassarsi portando il punto di funzionamento in campi caratterizzati da maggiori portate e minori prevalenze.

A parità di variazione della distanza tra i punti d'erogazione e i gruppi di spinta, la variazione di prevalenza fornita dalla pompa è tanto più consistente quanto più ripida è la curva caratteristica che la contraddistingue. È per questo motivo che, dal confronto delle soluzioni delle simulazioni, si notano solo riduzioni o aumenti della pressione a Ghetto - Comparetti, mentre a Gesuiti non si osservano differenze significative, visti i risultati della calibrazione. Tuttavia, in base quanto messo in evidenza dalle curve

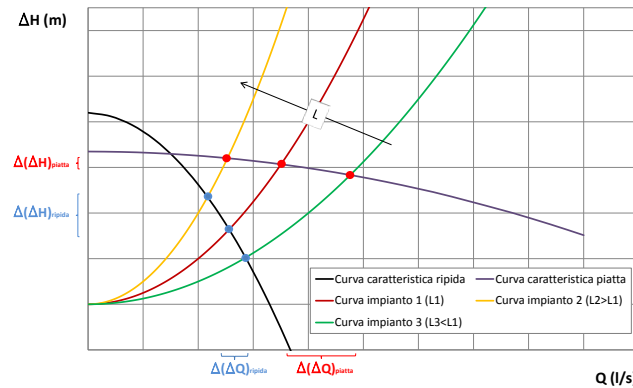


Figura 6.11: Variazione del punto di funzionamento dell'impianto al variare della distanza del punto d'erogazione.

qualitative riportate come esempio in figura 7.11, tenendo conto dell'esiguità delle dissipazioni che interessano il sistema e della natura della curva caratteristica delle pompe installate alla Gesuiti, è a quest'ultima che si devono attribuire principalmente le variazioni di portata rilevate alle lance nei tre casi.

A causa del continuo avviamento dei gruppi di spinta di entrambe le stazioni di rilancio, l'influenza delle caratteristiche delle strumentazioni di controllo sulla risposta è molto meno evidente dell'influenza della posizione del punto d'erogazione. Per ciascun caso, le sole differenze che si notano dal confronto delle soluzioni ottenute con i due diversi tempi di misura dei pressostati assunti sono gli istanti temporali in cui si verificano gli avviamenti delle elettropompe, conseguentemente alla seconda manovra di apertura.

Risposte completamente differenti da quelle presentate nei precedenti paragrafi si osservano se si assume che l'accensione dell'elettropompa alla centralina Ghetto - Comparetti avvenga istantaneamente, non appena il relativo pressostato rilevi una pressione inferiore al valore di taratura. In figura 7.12 sono riportati i risultati che si ottengono per il caso 3 assumendo questa particolare condizione di funzionamento e mantenendo, per i pressostati di tutti gli altri dispositivi presenti, un intervallo di misura di 10 s.

All'apertura della seconda lancia (450 s), ora si nota l'avviamento della sola centralina Ghetto - Comparetti che comporta l'incremento della pressione fino ad un valore

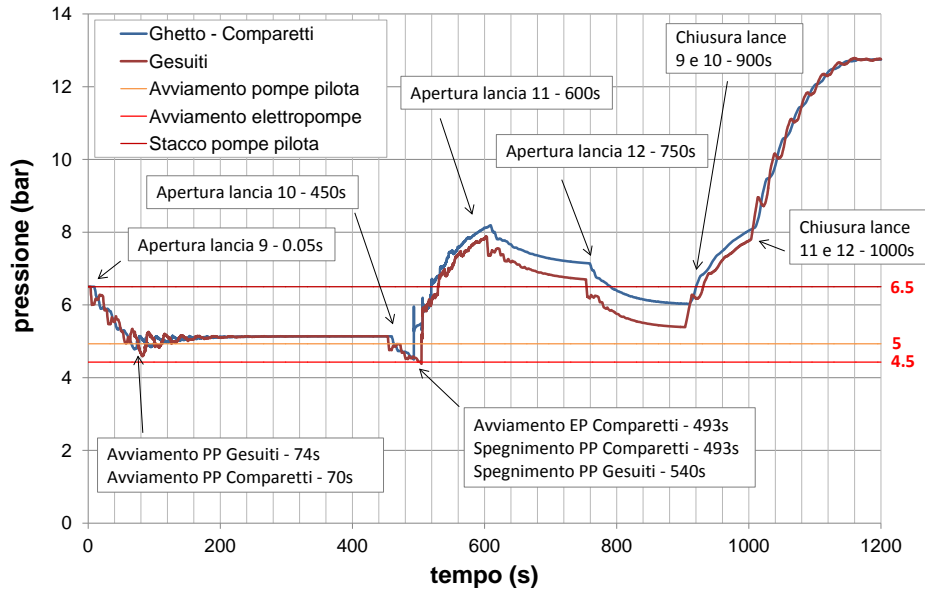
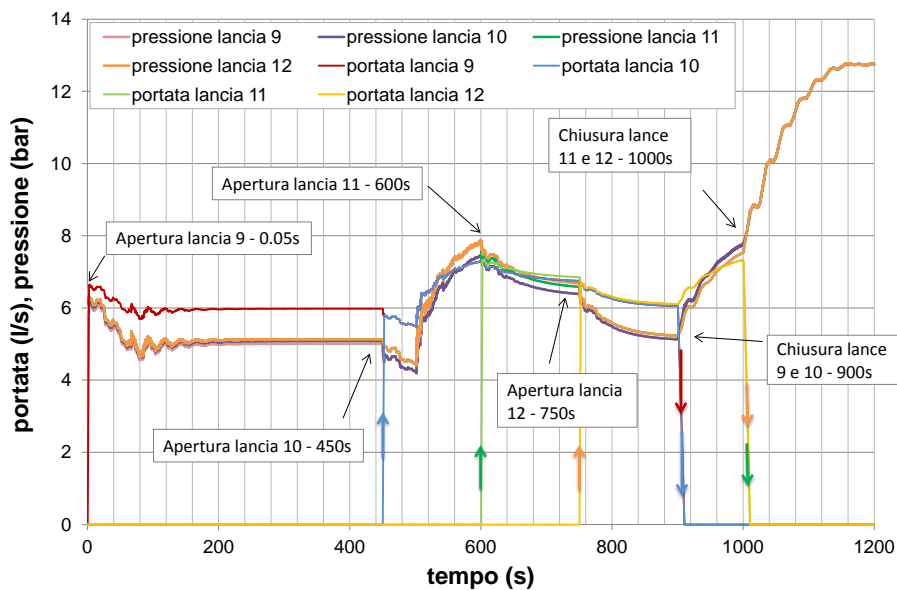
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

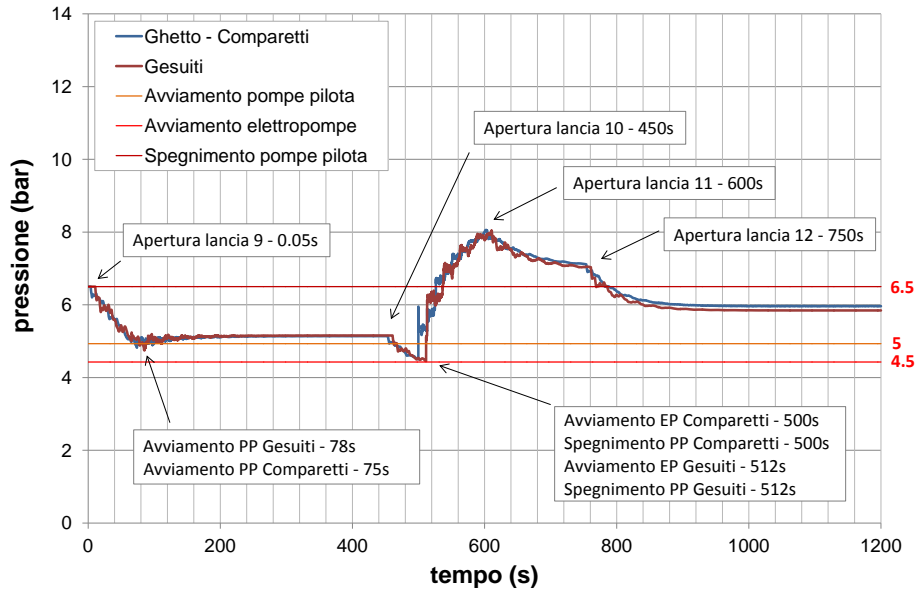
Figura 6.12: Risposta del sistema esaminato nel caso 3, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 10 s per tutte le pompe tranne l'elettropompa Ghetto - Comparetti, per la quale è stato assunto l'avviamento istantaneo.

massimo di soli 8 bar. Fintantoché l'erogazione avviene dal singolo idrante, il sistema assicura la portata di progetto prevista di 15 l/s ma al verificarsi delle aperture delle terza e della quarta lancia le prestazioni calano vistosamente. Nell'arco di 7 minuti, le pressioni subiscono una riduzione di 3 bar raggiungendo un valore di poco superiore ai 5 bar, insufficiente ad erogare i 30 l/s richiesti. All'annullamento dell'erogazione poi, vista la prevalenza massima di 10.4 bar che è in grado di fornire l'elettropompa attiva, la pressione tende a stabilizzarsi attorno ad un valore di 12.7 bar; superiore a quello constatato in presenza del funzionamento dei gruppi di spinta di entrambe le centraline.

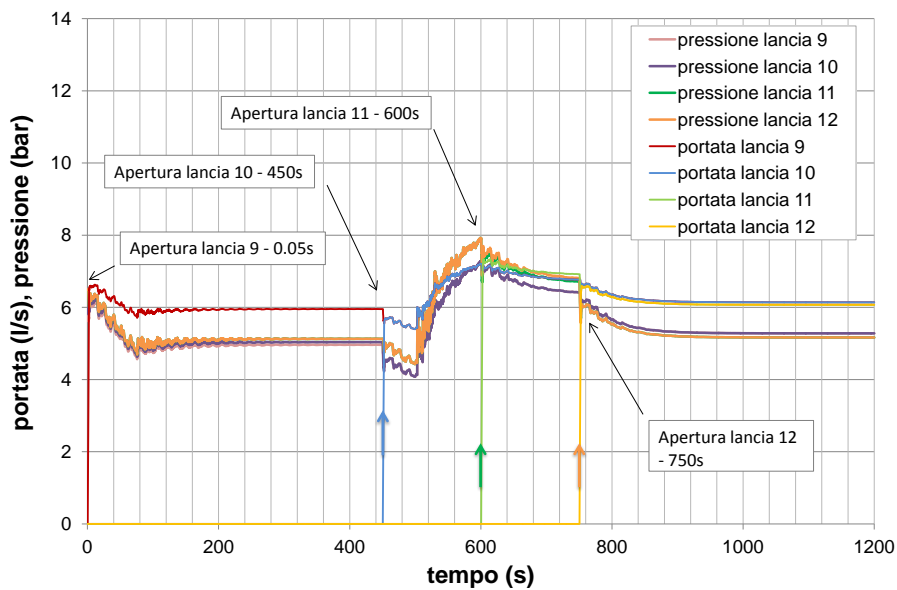
Se si riducessero gli intervalli di misura delle strumentazioni di controllo, portandoli d'esempio a 4 s, l'onda di sovrappressione prodotta dall'avviamento dell'elettropompa a Ghetto - Comparetti non riuscirebbe a raggiungere in tempo la Gesuiti dove, di conseguenza, si avvierebbe anche il relativo gruppo di spinta, comportando andamenti di pressioni e portate analoghi a quelli già illustrati in figura 7.10.

In figura 7.13 invece è riportata la risposta che si ottiene per il caso 1 considerando sempre l'accensione istantanea dell'elettropompa a Ghetto - Comparetti. In questa situazione, vista la posizione intermedia dei punti d'erogazione rispetto alle due centraline, la potenza trasmessa al fluido dalla pompa pilota a Gesuiti è sufficiente a contrastare temporaneamente (per 4 s) la riduzione di pressione indotta dalla manovra alla seconda lancia e ad impedire l'avviamento del gruppo di spinta alla medesima centralina. L'andamento delle pressioni che ne consegue è analogo a quello del caso osservato in figura 7.12 con la differenza che, ora, la pressione calcolata alle due centraline si discosta di $1 \div 2$ decimi di bar, per la minore distanza che separa la stazione Ghetto - Comparetti dagli idranti considerati; motivo per cui si notano anche pressioni massime leggermente inferiori. Inoltre, avendo prolungato l'erogazione fino al termine della simulazione ora si è in grado di verificare quali siano i valori di portata e pressione che si stabilizzano quando è richiesto il funzionamento del sistema a pieno regime: rispettivamente di 24 l/s e di poco superiori ai 5 bar.

Con il funzionamento della sola elettropompa a Ghetto - Comparetti quindi, facendo riferimento alla curva caratteristica tarata sui dati delle prove di dicembre 2011, sembrerebbe che il sistema possa non essere in grado di garantire a pieno il servizio antincendio qualora dovesse essere richiesta l'erogazione da quattro manichette. Sulla base dei risultati ottenuti, osservando le massime pressioni raggiunte alla chiusura degli idranti e il consistente calo delle prestazioni conseguente alla manovra d'apertura



(a) Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.



(b) Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.

Figura 6.13: Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s per tutte le pompe tranne l'elettropompa Ghetto - Comparetti, per la quale è stato assunto l'avviamento istantaneo.

alla terza e alla quarta lancia, la curva caratteristica dell'elettropompa a Ghetto - Comparetti sembra presenti un'eccessiva ripidità, che non consente di assicurare la risorsa con le caratteristiche e nelle quantità previste in sede progettuale. Le eccessive sovrappressioni che si verificano in presenza del funzionamento contemporaneo dei gruppi di spinta di entrambe le centraline pertanto, sembrano essere dovute più ai dispositivi installati in zona Gesuiti.

Per verificare il comportamento delle elettropompe installate in tale zona, non avendone mai constatato il funzionamento indipendente, è stato simulato il caso 3 mantenendo inibite quelle alla stazione di rilancio Ghetto - Comparetti. I risultati di questa simulazione sono riportati in figura 7.14.

L'avviamento dell'elettropompa a Gesuiti comporta un rapido incremento della pressione in tutta la rete fino ad un valore compreso tra gli 11 e i 10.5 bar, che scende solo in conseguenza alle manovre di apertura della terza e quarta lancia ma mai al di sotto dei 9.5 bar. In queste condizioni la portata erogata risulta esuberante rispetto al valore di progetto di circa 6 l/s.

I risultati quindi sembrano confermare il sovradimensionamento dei gruppi di spinta installati alla centralina Gesuiti, così come confermano il sovradimensionamento delle pompe pilota; tra l'altro verificato anche sperimentalmente con le indagini di campo.

In base a quanto messo in evidenza dalle soluzioni delle simulazioni pertanto, sembra che il sistema riesca a garantire la ridondanza del servizio antincendio, indipendentemente dalla posizione dei punti d'erogazione, solamente se entrano in funzione le elettropompe di entrambe le stazioni di rilancio o con la sola elettropompa installata a Gesuiti. Se dovesse verificarsi l'avviamento del solo gruppo di spinta alla centralina Ghetto - Comparetti invece, la massima capacità del servizio potrebbe essere assicurata solo in prossimità della stessa centralina; per le zone più lontane, le portate di progetto sarebbero garantite solo fino a quando l'erogazione si limiti al singolo idrante.

Viste le assunzioni fatte per riuscire a verificare tale condizione e le caratteristiche medie delle strumentazioni di controllo presenti nelle stazioni di rilancio però, è del tutto improbabile che si avvii solamente l'elettropompa a Ghetto - Comparetti per soddisfare la richiesta di risorsa nelle vicinanze della Gesuiti; anche perché, come indicato nei precedenti capitoli, il segnale di avviamento dai pressostati solitamente è inviato con un certo ritardo, dopo aver valutato la pressione media su un prefissato intervallo temporale, proprio per non risentire delle eventuali oscillazioni di pressione presenti nel

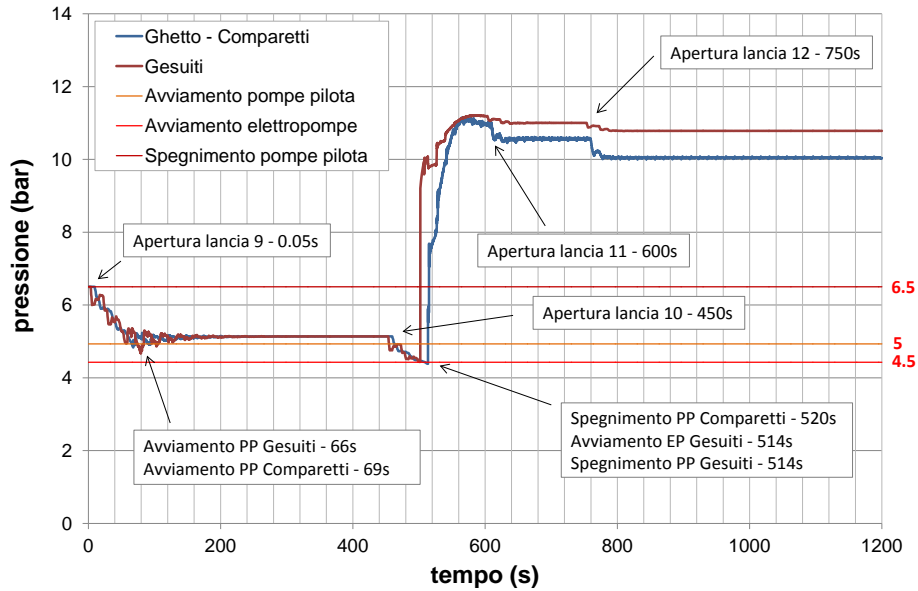
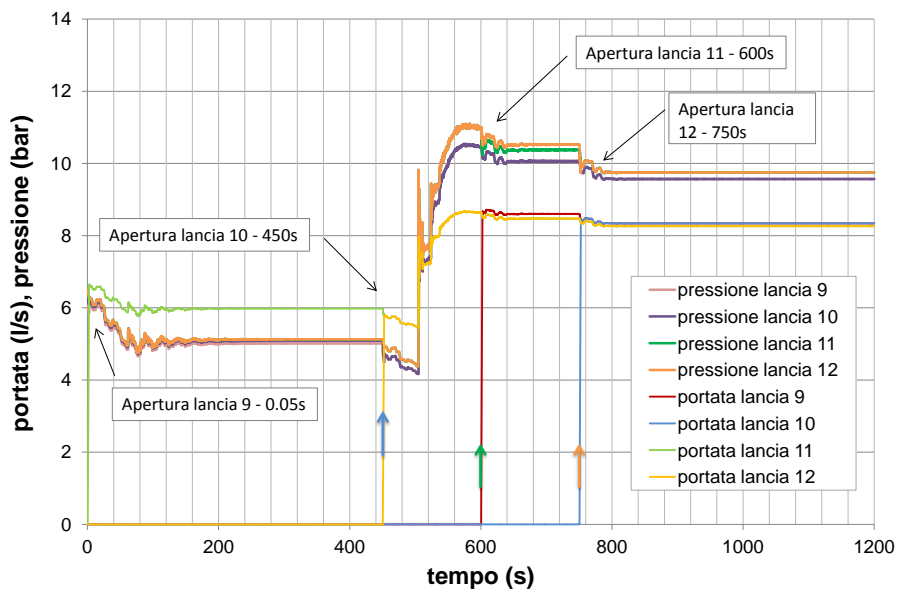
(a) *Andamento delle pressioni alle centraline Ghetto - Comparetti e Gesuiti.*(b) *Andamento di pressioni e portate ai punti d'erogazione.*

Figura 6.14: Risposta del sistema esaminato nel caso 1, per un intervallo temporale di misura del pressostato di 4 s nell'ipotesi che entri in funzione la sola elettropompa a Gesuiti.

sistema.

In situazioni di normale funzionamento pertanto, la rete sembra che sia effettivamente in grado di fornire sempre più risorsa di quanta ne sia necessaria. Tuttavia, le eccessive sovrappressioni a cui la stessa è sottoposta ad ogni erogazione, sul lungo periodo, potrebbero danneggiare le condotte o, più facilmente, i giunti, con conseguenti ingenti perdite di risorsa ed eventuali danneggiamenti della sede viaria.

Per evitare che si verifichino problemi di questo tipo e, in particolare, per far sì che il servizio antincendio sia garantito esclusivamente dalle elettropompe, le possibili soluzioni sono le seguenti:

- la sostituzione dei gruppi di spinta e delle pompe di compensazione con dispositivi più idonei;
- l'opportuna taratura dei pressostati o loro eventuale sostituzione con strumentazioni caratterizzate da maggiore accuratezza e sensibilità, previa verifica, al fine di gestire in modo più accorto l'avviamento dei singoli dispositivi;
- la chiusura delle elettropompe da remoto o, compatibilmente con i vincoli normativi, l'invio di personale alle centraline, oltre che nel luogo dell'incendio, per spegnere le elettropompe dall'istante in cui non è più richiesta l'erogazione del servizio, prima che vengano eseguite le manovre di chiusura agli idranti.

Soluzione, quest'ultima, che consentirebbe lo scarico della rete fino al valore di pressione solitamente mantenuto dalle pompe pilota, di circa 6 bar, e che limiterebbe il sovraccarico della rete. Oltre alla terza opzione, relativa semplicemente ad un aspetto di gestione della rete, tra i due interventi rimanenti, quello più facilmente realizzabile sia dal punto di vista economico che da quello della rapidità d'esecuzione è il secondo.

Prima di intervenire sugli strumenti di controllo o comunque prendere delle decisioni in merito agli interventi correttivi da apportare alla rete, per migliorarne la gestione e garantirne l'affidabilità indipendentemente dalla posizione del punto d'erogazione, è necessario stabilire se i risultati forniti dal modello possano essere ritenuti sufficientemente attendibili o meno. Per effettuare le simulazioni infatti sono stati adottati parametri e coefficienti definiti sulla base di dati sperimentali acquisiti in una sola prova su campo, e in seguito mai verificati a causa dei problemi presentatisi durante la seconda indagine di campo. Pertanto si deve appurare come si ridistribuiscono mediamente

le pressioni all'interno della rete idropotabile, per imporre la corretta condizione al contorno alle aspirazioni, acquisire tutte le informazioni indispensabili alla ricostruzione dell'andamento altimetrico delle condotte, per riuscire a lavorare in termini di quota piezometrica e non più di pressione relativa, nonché acquisire tutte le informazioni in merito alla posizione e relative caratteristiche degli organi di regolazione presenti. In particolare, vista l'indeterminazione che ha portato alla loro taratura, si devono ricostruire le curve caratteristiche delle pompe per verificare se corrispondano effettivamente a quelle utilizzate nel calcolo, se sia necessario modificarle o se si debba prendere in considerazione l'idea di sostituire direttamente i dispositivi a loro corrispondenti. A tale scopo, è indispensabile poter eseguire altre indagini di campo per riuscire ad acquisire contemporaneamente la pressione, alla mandata e all'aspirazione di ciascun gruppo di spinta, e la portata, a valle dello stesso, con l'opportuna strumentazione.

Capitolo 7

CONCLUSIONI

Grazie alle modifiche apportate, in particolare a quelle che consentono la riproduzione del funzionamento automatico di pompe di compensazione ed elettropompe, il modello è ora in grado di simulare la risposta della rete a partire dall'imposizione delle sole manovre agli idranti.

Le simulazioni dei tre ipotetici incendi divampati in tre distinte zone del sestiere di Cannaregio (zona Gesuiti, zona parco Savorgnan e la zona universitaria) hanno messo in evidenza la dipendenza della risposta sia dalla distanza del punto d'erogazione dalle centraline di pressurizzazione che dalle caratteristiche delle strumentazioni in esse installate.

In tutti i casi analizzati, sembra che il sistema così realizzato riesca a garantire con una certa ridondanza il servizio antincendio, anche se il funzionamento contemporaneo dei gruppi di spinta di entrambe le centraline o quello del solo gruppo a Gesuiti rischiano di produrre delle eccessive sovrappressioni in tutta la rete; in particolare quando l'erogazione è richiesta dal singolo idrante. Le sole situazioni in cui potrebbe non essere assicurata la portata di progetto prevista sono quelle in cui risulta attiva la sola elettropompa alla centralina Ghetto - Comparetti e la richiesta di risorsa viene da quattro lance, ad una distanza intermedia dalle due stazioni di rilancio o in zona Gesuiti.

Al fine di evitare il sovraccarico delle condotte, o dei loro giunti, e il danneggiamento dei dispositivi presenti nel sistema, è bene ridurre l'entità delle sovrappressioni. A tale scopo si potrebbe intervenire sulle quote di taratura dei pressostati affinché

limitino o evitino gli avviamenti contemporanei dei diversi gruppi di spinta, oppure si potrebbe pensare ad una loro sostituzione con strumentazioni più accurate e sensibili o direttamente alla sostituzione degli stessi gruppi di spinta.

Viste le approssimazioni introdotte nella definizione dei parametri con cui si rappresenta il comportamento della rete e la mancata verifica dei dati raccolti durante le prove sperimentali però, prima di intervenire sulla rete è indispensabile verificare ulteriormente le soluzioni ottenute con il modello. In particolare, si deve verificare la rispondenza delle curve caratteristiche adottate nel calcolo e l'entità delle pressioni alle aspirazioni delle pompe, potendo quest'ultima influire sensibilmente sui risultati finali. Occasione, questa, per installare un sistema di registrazione delle pressioni permanente a monte e a valle dei gruppi di spinta che permetta la verifica sul campo degli intervalli di taratura scelti per i pressostati.

Una volta noto numero, posizione e caratteristiche degli organi di regolazione presenti nel sistema, sarà inoltre possibile affinare ulteriormente l'analisi della sua risposta inserendo nel calcolo anche i dispositivi che in queste simulazioni non si è riusciti ad utilizzare ma che il modello è ora in grado di riprodurre.

APPENDICI

Appendice A

Determinazione delle equazioni generali

All'interno dei sistemi di condotte in pressione, la variabilità temporale, oltre che spaziale, delle caratteristiche del campo di moto è dovuta alla propagazione di perturbazioni di pressione, formatesi con l'alterazione delle condizioni di regime. Questi fenomeni, transitori, sono descrivibili mediante la cosiddetta *trattazione propagatoria*, assumendo l'unidimensionalità della corrente, il comportamento elastico dei materiali e del fluido e le perdite continue per attrito come quantificabili attraverso la relazione del moto turbolento uniforme di Darcy-Weisbachretta.

Con questa appendice, si mettono in evidenza i procedimenti che portano alla determinazione delle equazioni su cui si regge la suddetta trattazione: quella del moto e quella di continuità.

Equazione del moto

L'equazione del moto si deduce dall'analisi della condizione dinamica dell'equilibrio su di un generico volume di controllo, isolato all'interno del campo fluido e sottoposto all'azione delle forze di massa, degli sforzi normali e tangenziali, agenti lungo il perimetro, e delle forze inerziali.

A titolo d'esempio, si consideri il tubo di flusso rappresentato in figura A.1, assunto per semplicità di forma cilindrica, di sezione trasversale A e con l'asse longitudinale

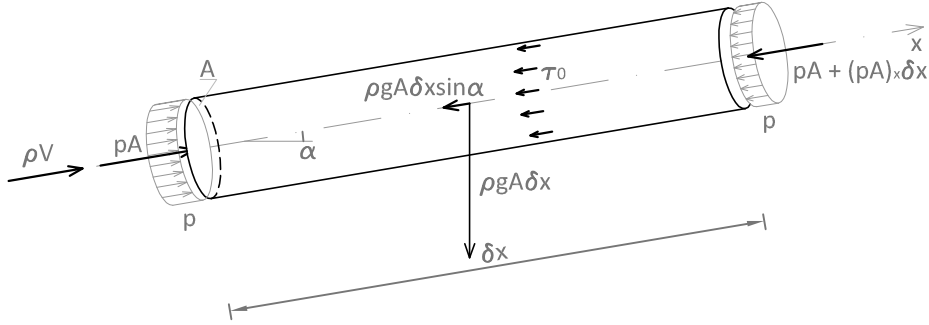


Figura A.1: Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni del moto

diretto lungo x . Affinché sia soddisfatto l'equilibrio, analiticamente, deve essere:

$$pA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \delta x \right) A - \tau_0 \pi D \delta x - \gamma A \delta x \sin \alpha = \rho A \delta x \frac{dV}{dt} \quad (\text{A.1})$$

ovvero, il sistema di forze esterne applicategli, costituito rispettivamente dalle forze di pressione agenti sulle sezioni di coordinata x e $x + \delta x$, dalla resistenza d'attrito lungo le superfici laterali e dalla componente della forza peso nella direzione del moto, deve risultare uguale alla forza inerziale, definita come il prodotto della massa del volume per l'accelerazione conferitagli nella direzione del moto, dV/dt .

Assumendo che le perdite di carico continue per unità di peso e di lunghezza si possano esprimere attraverso la formula del moto turbolento uniforme:

$$j = \frac{f}{4R_H} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{A.2})$$

gli sforzi tangenziali $\tau_0 = \gamma R_H j$ possono essere riscritti come

$$\tau_0 = \rho \frac{f}{8} V^2 \quad (\text{A.3})$$

Pertanto, se si dividono entrambi i termini del bilancio (A.1) per $\rho A \delta x$ e si linearizza l'espressione (A.3) per tener conto del verso del fluido, l'equazione del moto risulta:

$$\frac{p_x}{\rho} + VV_x + V_t + g \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (\text{A.4})$$

Equazione di continuità

Si consideri ora il tubo di flusso rappresentato in figura A.2. Se in un generico istante t , attraverso la sezione di coordinata x , transita la portata ρAV e, attraverso quella di coordinata $x + dx$, la portata $\rho AV + \frac{\partial}{\partial x}(\rho AV)$, dopo un breve intervallo temporale dt la differenza tra la quantità di massa entrante ed uscente dal volume di controllo risulta:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho AV) \delta x \delta t \quad (\text{A.5})$$

Secondo il principio di conservazione della massa, a questa variazione deve corrispondere una della massa contenuta all'interno del volume di controllo stesso che di conseguenza si deforma. Se si considera che la deformazione del tubo di flusso sia dovuta alle sole dilatazioni/contrazioni delle sezioni, trascurandone i modesti accorciamenti/allungamenti lungo l'asse x che ne conseguono, questa variazione di massa interna si può definire come:

$$\left[\rho A + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) \right] \delta t \delta x - \rho A \delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) \delta t \delta x \quad (\text{A.6})$$

per cui, in base al suddetto principio, deve essere:

$$-\frac{\partial}{\partial x}(\rho AV) \delta x \delta t = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) \delta t \delta x \quad (\text{A.7})$$

Quindi ad un incremento di portata in uscita deve corrispondere una contrazione del volume di controllo, così come ad una sua dilatazione deve corrispondere una riduzione di portata. Considerando la deformazione dei materiali e la comprimibilità del fluido, lo sviluppo dell'eq. (A.7) conduce alla seguente:

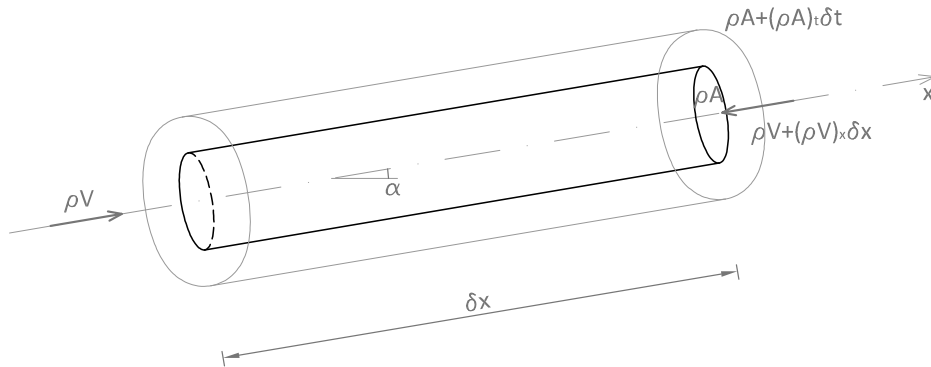


Figura A.2: Tubo di flusso analizzato per dedurre le equazioni di continuita

$$AV \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho A \frac{\partial V}{\partial x} + \rho V \frac{\partial A}{\partial x} + A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial A}{\partial t} = 0 \quad (\text{A.8})$$

che, con semplici raccoglimenti e semplificazioni (si divide tutto per ρA), è riscrivibile anche come:

$$\frac{1}{\rho} \left(V \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) + \frac{1}{A} \left(V \frac{\partial A}{\partial x} + \frac{\partial A}{\partial t} \right) + \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.9})$$

Poichè la derivata totale di una qualsiasi funzione, dipendente dallo spazio e dal tempo, equivale a:

$$\frac{d()}{dt} = V \frac{\partial ()}{\partial x} + \frac{\partial ()}{\partial t} \quad (\text{A.10})$$

l'eq. di continuita (A.9) può anche essere riscritta nella forma più compatta seguente:

$$\frac{\dot{A}}{A} + \frac{\dot{\rho}}{\rho} + V_x = 0 \quad (\text{A.11})$$

Non essendo stata introdotta alcuna semplificazione, o restrizione, nel procedimento che porta alla sua determinazione, tale equazione risulta valida per condotte di qualsiasi materiale e pendenza ed indipendentemente dalla natura fluido operante.

Appendice B

Celerità di propagazione delle onde di pressione

I cambiamenti pianificati, o accidentali, delle condizioni operanti dei dispositivi di controllo presenti all'interno dei sistemi di condotte in pressione possono dare luogo a perturbazioni di pressione e alla conseguente non stazionarietà del campo moto.

La celerità con cui si propagano queste onde di pressione è definibile mediante l'applicazione del teorema della quantità e dell'equazione di continuità[Ghetti, 2006, p.542-544].

Si consideri un tratto di condotta orizzontale, di sezione uniforme A ed interessato dal passaggio di un'onda di pressione formatasi, ad esempio, in seguito alla chiusura di un otturatore posto in una sezione più a valle; la situazione si presenta come indicata in figura B.1.

Il fronte della perturbazione si muove con celerità assoluta uniforme $-c$, da destra a sinistra, verso il fluido in condizioni stazionarie, animato da una velocità V_0 , avente una pressione p e una densità ρ , lasciando dietro di sé una situazione perturbata. Se si osservasse il fenomeno rispetto ad un sistema di riferimento fisso qualsiasi, si vedrebbero variare nel tempo le condizioni del fluido e, di conseguenza, il sistema risulterebbe non stazionario.

Dovendo applicare il teorema della quantità di moto però, conviene esaminare il fenomeno da una coppia di assi mobili con la stessa celerità dell'onda cosicché un qualsiasi osservatore solidale ad essa veda, innanzi a sé e dietro di sé, le medesime

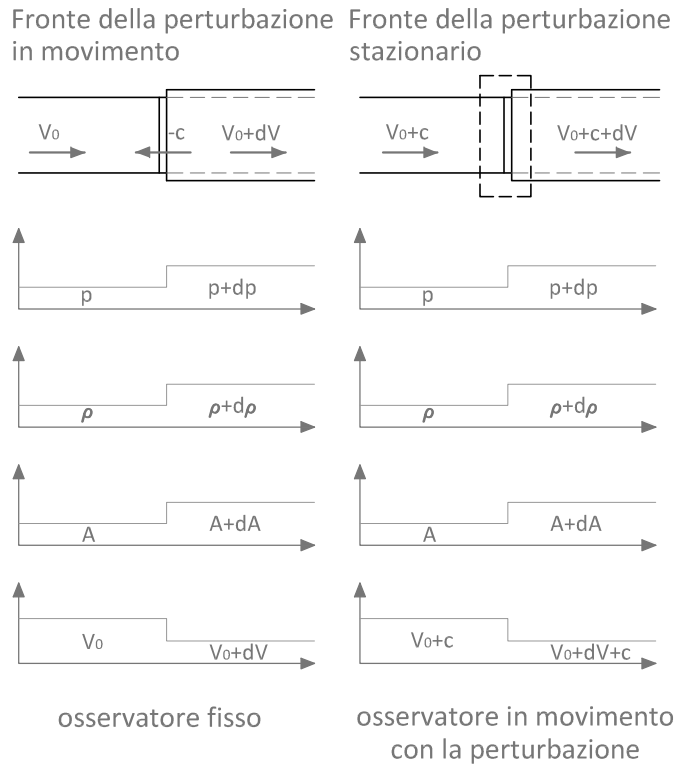


Figura B.1: Analisi del colpo d'ariete con due diversi sistemi di riferimento

condizioni del fluido. Ovvero, conviene porsi in una situazione stazionaria, nella quale il fronte d'onda può essere considerato in quiete, senza che debba essere tenuta in conto l'intensità della variazione della quantità di moto nel tempo, all'interno volume di controllo analizzato. A tale scopo, è necessario sovrapporre all'intero sistema una velocità c .

Indicando con Q la portata, con $p + dp$, $\rho + d\rho$, $A + dA$, $V_0 + dV$ rispettivamente la pressione, la densità, la sezione e la velocità perturbate, nell'ipotesi di poter trascurare l'azione degli sforzi tangenziali e la variazione di densità del fluido perché sufficientemente incomprimibile, in base al bilancio delle forze agenti sul volume di controllo posto a cavallo del fronte, in condizioni permanenti:

$$pA - (p + dp)(A + dA) = \rho Q \left[V_0 + dV + C - (V_0 + C) \right] \quad (\text{B.1})$$

o, direttamente:

$$Adp = -\rho A(c + V_0)dV \quad (\text{B.2})$$

se si assume che la condotta in esame sia sufficientemente rigida da poter trascurare la modesta deformazione della sezione dA , conseguente alla variazione di pressione dp , e se si indica $Q = (c + V_0)A$.

Per continuità invece, le portate entranti ed uscenti dal volume di controllo devono essere le stesse, per cui:

$$(\rho + d\rho)(A + dA)(V_0 + c + dV) = \rho A(V_0 + c) \quad (\text{B.3})$$

Poiché generalmente le modeste variazioni di massa del volume di controllo, prodotte dall'alterazione della densità, sono trascurabili, l'eq. (B.3) è riscrivibile anche come:

$$d(\rho A) = -\rho A \frac{dV}{c + V_0} \quad (\text{B.4})$$

Se si combinano le equazioni (B.2) e (B.4) in modo da eliminare dV , la celerità relativa con cui si propaga l'onda, $a = c + V_0$, risulta:

$$a = \pm \sqrt{\frac{Adp}{d(\rho A)}} \quad (\text{B.5})$$

Questa espressione però non evidenzia la relazione esistente tra la celerità e i parametri dai quali la stessa dipende pertanto, a tale scopo, conviene sviluppare il termine al denominatore in modo che

$$a = \pm \sqrt{\frac{dp/d\rho}{1 + (\rho dA)/(Ad\rho)}} \quad (\text{B.6})$$

e tener conto della legge di comprimibilità di Hooke:

$$\frac{dp}{K} = \frac{d\rho}{\rho} \quad \longrightarrow \quad \frac{K}{dp} = \frac{\rho}{d\rho} \quad e \quad \frac{dp}{d\rho} = \frac{K}{\rho} \quad (\text{B.7})$$

Così facendo infatti, l'espressione B.5 diventa:

$$a = \pm \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (KdA)/(Adp)}} \quad (\text{B.8})$$

Visto il doppio segno quindi, le onde di pressione possono propagarsi sia nel verso positivo che negativo del moto, con una celerità variabile in funzione delle caratteristiche del fluido, del materiale con cui sono realizzate le condotte, nonché della loro geometria.

Appendice C

Metodo delle caratteristiche: le equazioni differenziali ordinarie

Il metodo delle caratteristiche trasforma le equazioni differenziali alle derivate parziali del primo ordine, quasi lineari, iperboliche che governano il moto vario in quattro equazioni differenziali ordinarie, numericamente più semplici da integrare.

In questa appendice, viene illustrato per esteso il procedimento applicato alla forma completa delle equazioni che consente di ottenere le espressioni (2.1), (2.2), (2.3) e (2.4) e il loro significato fisico.

L'eq. (2.22) e l'eq. (2.23) vengono prima identificate rispettivamente con L_1 e L_2 e poi combinate linearmente, ricorrendo ad un coefficiente moltiplicativo λ , come di seguito indicato:

$$L_1 = gH_x + VV_x + V_t + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (\text{C.1})$$

$$L_2 = VH_x + H_t - V \sin \alpha + \frac{a^2}{g}V_x = 0 \quad (\text{C.2})$$

per cui

$$L_1 + \lambda L_2 = \lambda \left[\left(V + \frac{g}{\lambda} \right) H_x + H_t \right] + \left[\left(V + \frac{a^2}{g} \right) + V_t \right] - V \lambda \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (\text{C.3})$$

Ricordando che quota piezometrica e velocità sono funzioni dello spazio, x , e del tempo, t , le loro derivate totali equivalgono a:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{dx}{dt}H_x + H_t \quad e \quad \frac{dV}{dt} = \frac{dx}{dt}V_x + V_t \quad (\text{C.4})$$

per cui se

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{g}{\lambda} = V + \frac{a^2}{g}\lambda \quad (\text{C.5})$$

l'eq. (C.3) può essere riscritta nella forma ordinaria seguente:

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \lambda V \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (\text{C.6})$$

che prende il nome di *equazione di compatibilità*.

Come si evince dall'espressione (C.5), il coefficiente λ può assumere due valori reali distinti:

$$\lambda = \pm \frac{g}{a} \quad (\text{C.7})$$

Sostituiti nella stessa eq. (C.5) e nell'eq. (C.6), tali valori forniscono due coppie di equazioni differenziali ordinarie, solitamente contraddistinte con C^+ e C^- .

Con il valore positivo di λ si ottengono:

$$\lambda = g/a \rightarrow C^+ \begin{cases} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - V \frac{g}{a} \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (\text{C.8}) \\ \frac{dx}{dt} = V + a & (\text{C.9}) \end{cases}$$

mentre col valore negativo:

$$\lambda = -g/a \rightarrow C^- \begin{cases} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + V \frac{g}{a} \sin \alpha + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & (\text{C.10}) \\ \frac{dx}{dt} = V - a & (\text{C.11}) \end{cases}$$

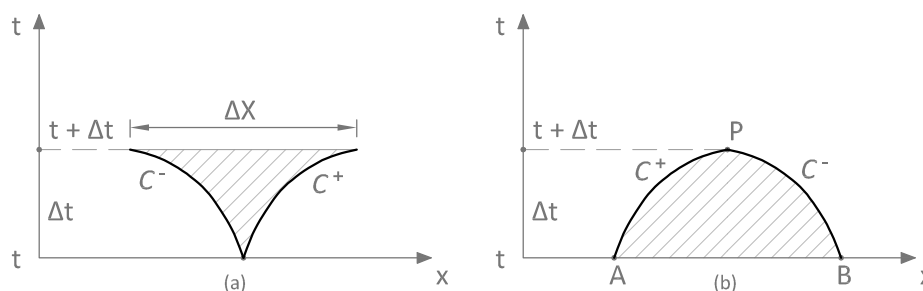


Figura C.1: (a) Zona d'influenza del punto P. (b) Dominio d'influenza del punto P

L'eq. (C.9) e l'eq. (C.11), indicate col nome di *linea caratteristica positiva* e *linea caratteristica negativa*, definiscono la celerità assoluta con cui si propaga una perturbazione, rispettivamente nel verso positivo e negativo del moto. Sono quindi le leggi orarie grazie alle quali è possibile determinare la posizione raggiunta dalle onde di pressione, in uno specifico istante, a partire dalla sezione in cui si sono generate.

Le equazioni di compatibilità (C.8) e (C.10) invece, permettono di seguire l'evoluzione temporale del campo fluido in seguito al passaggio delle perturbazioni, definendo il legame tra quote piezometriche e velocità dei punti attraverso i quali passano le rispettive linee caratteristiche.

Nei problemi di moto vario all'interno di condotte altamente deformabili, mentre la celerità relativa con cui si propagano le onde di pressione può essere assunta costante, a meno che non si abbia a che fare con fluidi molto comprimibili, quella assoluta può variare a causa della dipendenza temporale, oltre che spaziale, della velocità media della corrente $V = V(x, t)$. È per questo motivo che, nel piano $\{x - t\}$, l'eq. (C.9) e l'eq. (C.11) sono rappresentate con delle curve; come dimostra anche figura C.1.

Un qualsiasi osservatore che si muova solidalmente al fronte dell'onda, con velocità $V \pm a$, vedrà davanti a sé sempre la condizione indisturbata e dietro di sé sempre quella perturbata. La rappresentazione grafica delle linee caratteristiche nel piano *spazio - tempo* dunque, può tornare molto utile per individuare la zona perturbata del campo di moto, così come il tratto che, in uno specifico istante, ne influenza quota piezometrica e velocità in un suo punto.

Nel generico istante $t + \Delta t$, il segmento di lunghezza Δx compreso tra le linee caratteristiche passanti per P , all'istante t , definisce il tratto perturbato dalle onde di

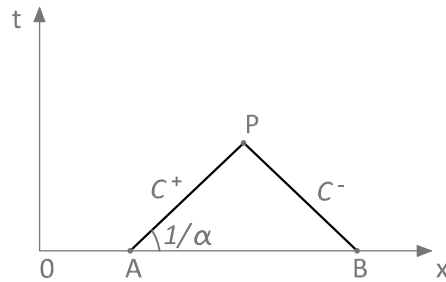


Figura C.2: Linee caratteristiche in presenza di condotte rigide

pressione in esso generatesi. L'area evidenziata in figura C.1(a) quindi rappresenta l'incremento della zona perturbata nel tempo.

In figura C.1(b) invece, è evidenziato il dominio d'influenza del generico punto P , ovvero l'area dalla quale dipendono le sue caratteristiche; tutte le perturbazioni generatesi al di fuori di quest'area non ne influenzano il campo di moto.

Un qualsiasi punto del campo fluido in cui si intersecano C^+ e C^- nell'istante $t + \Delta t$ quindi, presenta una quota piezometrica e una velocità dipendenti dalle sole condizioni del tratto compreso tra le sezioni in cui si sono generate le onde di pressione nell'istante t ; tratto che in figura è rappresentato dal segmento AB .

Equazioni semplificate

Nei casi in cui la velocità media della corrente risulti trascurabile rispetto alla celerità relativa delle perturbazioni, come avviene in presenza di condotte rigide, la trattazione dei problemi di moto vario con il metodo delle caratteristiche viene ulteriormente semplificata.

Il procedimento precedentemente illustrato non cambia ma cambiano le equazioni di partenza, non più le complete (2.22) e (2.23) ma quelle semplificate (2.26) e (2.27), dalle quali si ottengono:

$$\lambda = g/a \rightarrow C^+ \left\{ \begin{array}{l} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \\ \frac{dx}{dt} = +a \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{(C.12)} \\ \text{(C.13)} \end{array}$$

$$\lambda = -g/a \rightarrow C^- \begin{cases} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 & \text{(C.14)} \\ \frac{dx}{dt} = -a & \text{(C.15)} \end{cases}$$

In questi casi quindi, se densità del fluido e celerità si possono ritenere costanti, sul piano $\{x - t\}$, le linee caratteristiche non saranno più rappresentate da curve ma da rette di pendenza costante $\pm 1/a$.

Appendice D

Calibrazione del modello: risultati dei test preliminari

Nella presente appendice si riportano i risultati dei test preliminari condotti al fine di calibrare il modello in esame, sulla base dei quali si è deciso di tarare opportunamente le curve caratteristiche delle pompe installate in entrambe le centraline di pressurizzazione coinvolte.

Per sottolineare la forte indeterminazione a proposito delle curve caratteristiche dei dispositivi di cui si dispone, vengono messe a confronto le risposte della rete misurate durante le prove svolte in data 1/12/2011 con quelle ottenute considerando le funzioni approssimanti delle curve fornite da VERITAS e quelle ottenute con le curve tarate.

Se non si ricorresse alla taratura, per la prova all'idrante 20/13, le pressioni calcolate risulterebbero maggiori di $2 \div 2.5$ bar rispetto a quelle registrate; differenze constatate anche nei dati relativi alla prova sull'idrante 18/04 ma solo nei primi cinque minuti della simulazione, ovvero quando sono in funzione entrambe le pompe di compensazione e l'elettropompa a Ghetto - Comparetti. Negli istanti successivi, l'errore mediamente verificato è di circa 0.2 bar; valore compatibile con le approssimazioni introdotte nel calcolo. La sola curva caratteristica che si può ritenere attendibile pertanto è quella dell'elettropompa F65 - 250/370 ϕ 258, della LOWARA, installata nella centralina Gesuiti.

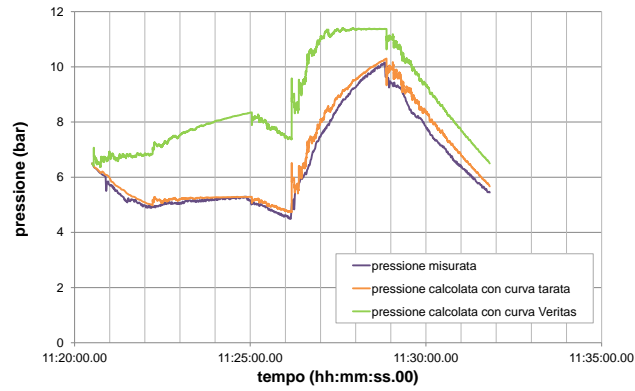
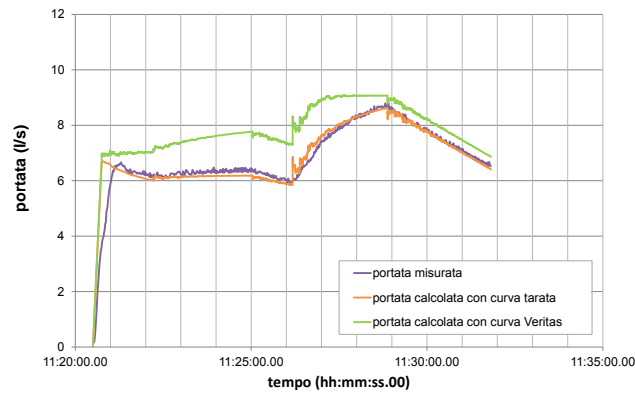
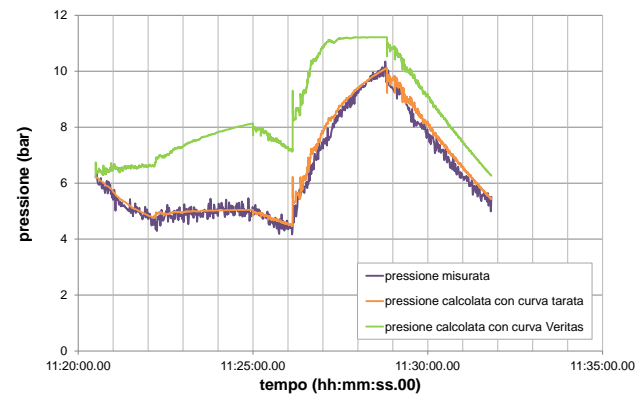
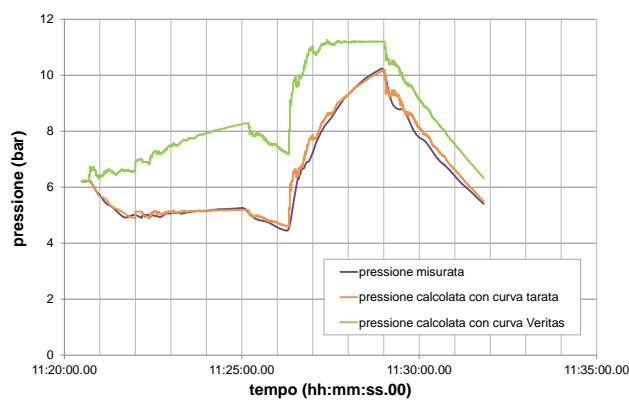
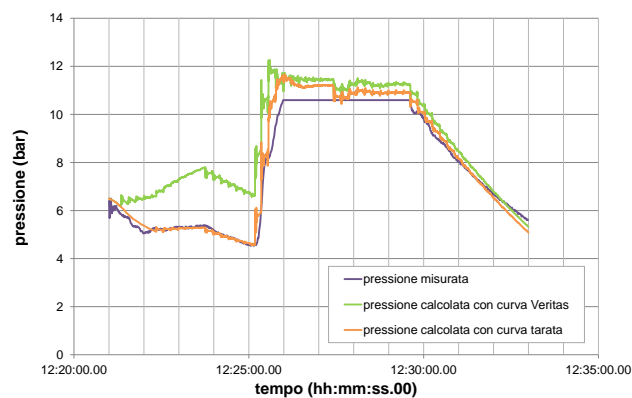
(a) *Andamento della pressione all'idrante.*(b) *Andamento della portata all'idrante.*(c) *Andamento della pressione alla centralina Ghetto - Comparetti.*

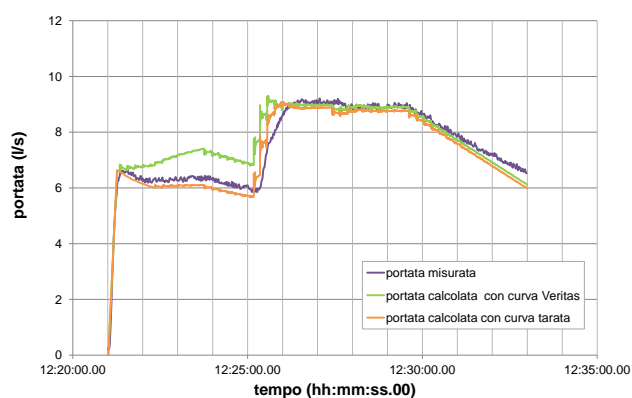
Figura D.1: Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni (“curve”) tarate, per la prova all'idrante 20/13.



(a) *Andamento della pressione alla centralina Gsuti, per la prova all'idrante 20/13.*

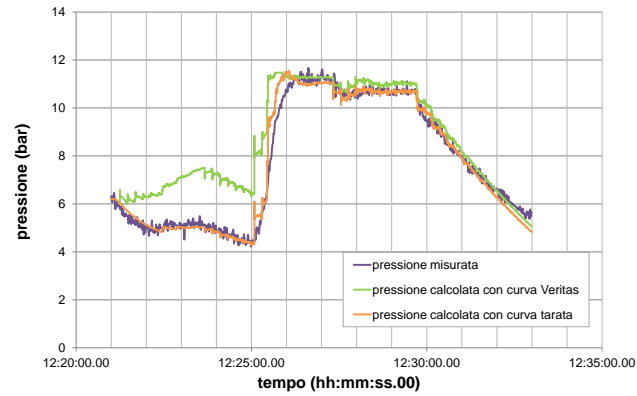


(b) *Andamento della pressione all'idrante 18/04.*

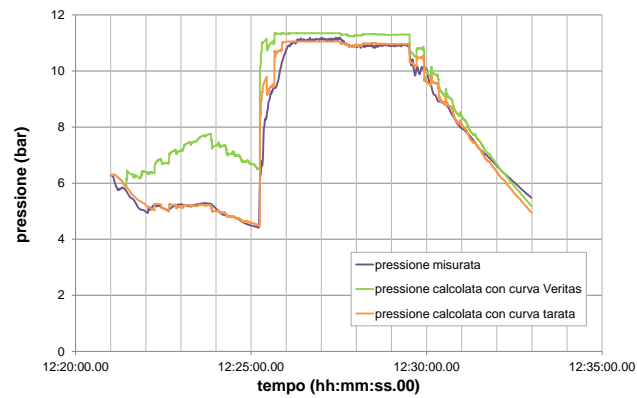


(c) *Andamento della portata all'idrante 18/04.*

Figura D.2: Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni (“curve”) tarate, per le prove su entrambi gli idranti.



(a) *Andamento della pressione alla centrali Ghetto - Comparetti.*



(b) *Andamento della pressione alla centrali Gesuiti.*

Figura D.3: Confronto tra la risposta misurata e quelle ottenute con le funzioni approssimanti delle curve caratteristiche fornite da VERITAS e le funzioni (“curve”) tarate, per la prova all’idrante 18/04.

Appendice E

Pompe pilota: modifica di PRESS e STIFV

La corretta simulazione della risposta della rete ha richiesto un'ulteriore modifica delle subroutine PRESS e STIFV, presentate nei sottoparagrafi 4.3.15 e 4.3.16, al fine di riprodurre l'effettivo comportamento delle pompe di compensazione; dispositivi per i quali è previsto non solo l'avviamento ma anche lo spegnimento automatico, al superamento di un prefissato valore di pressione ai pressostati.

Ora, una volta verificato che per il dispositivo NEL non siano previste manovre forzate, tramite il controllo della variabile AOMZ (acquisita direttamente da tastiera), PRESS valuta il valore attribuito a PTYPE(NEL) per definire a quale sequenza di istruzioni fare riferimento nel calcolo: se a quella relativa alle elettropompe (PTYPE(NEL)=1), descritta nel terzo capitolo, o a quella relativa alle pompe pilota (PTYPE(NEL)=-1).

Poiché il comportamento di questi due tipi di dispositivi si distingue per la sola condizione imposta per il loro spegnimento, tali sequenze si differenziano unicamente per il controllo imposto durante le loro condizioni di regime, cioè quando sia TAVV(NEL) che TARR(NEL) sono entrambi nulli, per KODA(NEL)=0; la sola ad essere presentata in questa appendice. Le fasi di avviamento e spegnimento invece sono descritte con comandi del tutto analoghi a quelli già presentati per le elettropompe, per cui in questa appendice non saranno ripetute.

Al verificarsi della suddetta condizione, se PTYPE(NEL)=-1, prima di imporre ALFA(NEL)=1, il modello non verifica più se siano trascorsi 20 minuti in cui la

pressione si è mantenuta costantemente al di sopra di $PMIN(NEL)$ ma confronta la quota piezometrica al nodo di valle della pompa $H(N2)$ con il carico $PMAX(NEL)$ a cui è stato tarato il relativo pressostato.

Se $H(N2) < PMAX(NEL)$, $ALFA(NEL)$ viene posto direttamente pari a 1 e il controllo passa nuovamente a $STIFV$; in caso contrario, prima di fare ciò, $KODA(NEL)$ è posto pari a -1 in modo tale che, a partire dall'istante in cui si verifica questa condizione, per tutta la durata dell'intervallo $TEMP(NEL)$, comincino ad essere memorizzati i valori di $H(N2)$. Trascorso $TEMP(NEL)$, con tali grandezze viene poi calcolato il carico medio $TESTH(NEL)$ da confrontare con $PMAX(NEL)$, per decidere se spegnere o meno il dispositivo.

Lo spegnimento delle pompe di compensazione quindi è deciso attraverso la stessa sequenza di istruzioni utilizzata per valutarne l'avviamento, con la differenza che, in questa, in luogo di $PMIN(NEL)$ si utilizza $PMAX(NEL)$. Di conseguenza, affinché il modello riesca a distinguere a quale delle due sequenze fare riferimento (entrambe sono associate a $KODA(NEL)=-1$) è stata adottata la variabile ausiliaria $KODAP(NEL)$; posta pari a 1 o a 0 a seconda che si stia rispettivamente valutando se spegnere o accendere il dispositivo.

$STIFV$ invece è stata corretta cosicché, se si dovesse verificare una quota piezometrica $H(N2)$ superiore a quella che la stessa pompa NEL è in grado di fornire, dopo la terza iterazione non verrebbe più fissata la condizione di carico imposto al nodo $N2$ ma verrebbe direttamente spenta la pompa, se attiva almeno un'elettropompa. Tale modifica è stata resa necessaria dalla taratura delle curve caratteristiche dei gruppi di spinta, a causa della quale la massima pressione prodotta dalla pompa pilota a Ghetto - Comparetti ora risulta inferiore al valore imposto come soglia per il suo arresto, al relativo pressostato. Se non si adottasse questa soluzione, il comportamento delle elettropompe ad essa collegate in parallelo risulterebbe falsato, con la conseguente invalidazione degli esiti delle simulazioni. Optando per lo spegnimento forzato invece, l'unico errore che si commette è legato all'istante dello stacco del dispositivo, che in questo modo è anticipato di pochi secondi, dato che comunque se ne verificherebbe lo spegnimento automatico per l'avviamento delle elettropompe.

Appendice F

Elenco delle variabili utilizzate nel modello

Per favorire la comprensione del codice di calcolo, di seguito si riporta l'elenco aggiornato delle variabili in esso presenti, evidenziando quelle introdotte rispetto alla precedente versione. Le variabili sono suddivise in base alla loro tipologia e alla fase in cui vengono utilizzate durante l'analisi.

F.1 Variabili connesse alla fase stazionaria

Variabili ed indici interi

IND	indice utilizzato per distinguere la fase di primo tentativo (IND=0) dal processo iterativo (IND=1) durante l'analisi stazionaria. Per la non stazionaria mantiene valore unitario;
KODE	indice per la stampa delle soluzioni. Se posto pari a 0 vengono stampate solo quelle definitive, se pari a 1 quelle di ogni iterazione;
MNB	massimo numero di nodi in cui può essere imposta la quota piezometrica;
MNE	massimo numero di elementi utilizzabili nella schematizzazione della rete;
MNN	massimo numero di nodi utilizzabili nella schematizzazione della rete;

NBN	numero di nodi con carico assegnato;
NCMX	massimo numero di colonne destinate alla memorizzazione della matrice globale dei coefficienti TK;
NLN	numero di nodi con portata assegnata;
NODS	numero di nodi speciali idrante;
NRMX	massimo numero di righe destinate alla memorizzazione della matrice globale dei coefficienti TK;
NUP	numero di elementi speciali pompa;
<i>NVA</i>	<i>numero di elementi speciali valvola.</i>

Variabili reali

<i>NRMQP</i>	<i>norma euclidea del vettore dei termini noti, compare nel test di convergenza;</i>
<i>NRMEP</i>	<i>norma euclidea del vettore degli scarti tra portate nodali attese e calcolate, compare nel test di convergenza;</i>
TOL	tolleranza relativa usata nel test di convergenza;
VIN	velocità iniziale [ms^{-1}];
VISCIN	viscosità cinematica [m^2s^{-1}].

Vettori di numeri interi

KON	vettore contenente gli indici dei nodi di ciascun elemento NEL. Il nodo di monte è salvato nella componente $KON(NNE*(NEL-1)+1)$ mentre quello di valle in $KON(NNE*(NEL-1)+2)$;
KONP	vettore contenente gli indici dei nodi di ciascun elemento speciale pompa NEL. Il nodo di monte è salvato nella componente $KONP(NNE*(NEL-1)+1)$ mentre quello di valle in $KONP(NNE*(NEL-1)+2)$;

- KONVA** *vettore contenente gli indici dei nodi di ciascun elemento speciale valvola NEL. Il nodo di monte è salvato nella componente $KONVA(NNE*(NEL-1)+1)$ mentre quello di valle in $KONVA(NNE*(NEL-1)+2)$;*
- IB** vettore contenente l'indice dei nodi nei quali è imposta la quota piezometrica come condizione al contorno; $IB(2*J-1)$ contiene l'indice j-esimo nodo nel quale è fissato il carico. $IB(2*J)$ è sistematicamente nullo.

Vettore dei numeri reali

- ADUE** vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente a_2 che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
- AL** vettore contenente le portate nodali imposte al J-esimo nodo, positive se immesse e negative se derivate. Per i nodi in cui non viene assegnata la portata, è assunta pari a zero di default dal modello. Durante il procedimento iterativo, AL rappresenta il vettore degli scarti tra portate nodali imposte e calcolate e le correzioni da apportare alle quote piezometriche;
- AUNO** vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente a_1 che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
- COFFP** vettore dei coefficienti COFFP degli idranti. Per il J-esimo nodo non idrante $COFFP(J)$ è posti pari a zero di default;
- COFVA** *vettore dei coefficienti COFVA degli elementi speciali valvola;*
- CPC** vettore contenente i coefficienti k delle perdite di carico localizzate che si verificano all'interno di ciascun elemento condotta;
- D** vettore contenente le lunghezze di ciascun elemento condotta;
- DI** vettore contenente i diametri di ciascun elemento condotta;
- ELRE** vettore contenente le portate di ciascun elemento condotta, valutate al termine dell'analisi non lineare, positive o negative a seconda che siano dirette dal nodo di monte a quello di valle o viceversa;

ELRP	vettore contenente le portate di ciascun elemento pompa, valutate al termine dell'analisi non lineare, positive o negative a seconda che siano dirette dal nodo di monte a quello di valle o viceversa;
ELRQ	vettore ausiliario contenente le portate di ciascun elemento condotta utilizzate da AFEOE, per definire il numero di resistenza λ attraverso la formula di Colebrook-White;
ELRVA	<i>vettore contenente le portate di ciascun elemento speciale valvola, valutate al termine dell'analisi non lineare, positive o negative a seconda che siano dirette dal nodo di monte a quello di valle o viceversa;</i>
H	vettore contenente le quote piezometriche nodali valutate ad ogni iterazione;
HESSE	vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente H_S che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
HTEN	vettore contenente la prevalenza di primo tentativo di ciascun elemento speciale pompa;
HTENI	vettore contenente la quota piezometrica di primo tentativo agli idranti, utilizzata per avviare il processo di calcolo;
HTENNR	<i>vettore contenente la perdita di carico di primo tentativo prodotta dagli elementi valvola di non ritorno, utilizzata per avviare il processo di calcolo;</i>
HTENVA	<i>vettore contenente la perdita di carico di primo tentativo prodotta dagli elementi valvola, utilizzata per avviare il processo di calcolo;</i>
Q	vettore dei termini noti del sistema, aggiornato ad ogni iterazione dalla condizione al contorno;
SCAB	vettore contenente le scabrezze di ciascun elemento condotta;
TK	matrice globale bandizzata;
V	vettore ausiliario utilizzato nella soluzione del sistema di equazioni.

F.2 Variabili connesse alla fase non stazionaria

Variabili ed indici interi

K	indice con cui si definisce il passo temporale di calcolo. Assume valore nullo per la condizione iniziale;
<i>MIXCR</i>	<i>massimo numero di iterazioni tollerate prima di far intervenire il coefficiente di rilassamento CRIL;</i>
NBNV	numero di nodi con carico piezometrico imposto;
NCMV	massimo numero di colonne destinato alla memorizzazione delle matrici HH, QQ, HP, QP, HG, QG, HVA, QVA, HNR, QNR ed RR;
NIV	numero di nodi speciali idrante;
NRMX	massimo numero di righe destinate alla memorizzazione delle matrici HH, QQ, HP, QP, HG, QG, HVA, QVA, HNR, QNR ed RR;
NUPV	numero di elementi speciali pompa;
<i>NVAV</i>	<i>numero di elementi speciali valvola.</i>

Variabili reali

<i>CRIL</i>	<i>coefficiente di rilassamento utilizzato per modificare la velocità di convergenza del procedimento iterativo;</i>
DT	ampiezza dell'intervallo temporale di calcolo;
<i>NRMQV</i>	<i>norma euclidea del vettore dei termini noti, compare nel test di convergenza;</i>
<i>NRMEV</i>	<i>norma euclidea del vettore degli scarti tra portate nodali attese e calcolate, compare nel test di convergenza;</i>
<i>OMEGAR</i>	<i>variabile reale con cui viene indicato il coefficiente di rilassamento nel calcolo delle matrici d'elemento;</i>

PSI	indica al modello se ricorrere alla sola interpolazione dei valori noti lungo i punti della griglia di calcolo o anche alla correzione della celerità qualora il coefficiente d'interpolazione ζ dell'elemento risulti minore di 0.98. Deve essere posto maggiore o uguale a zero per consentire la correzione, negativo in caso contrario. Al termine di SUDDI rappresenta il coefficiente correttivo effettivamente adottato;
T	istante di calcolo corrente. Uguale a zero per la condizione iniziale;
TMAX	durata della simulazione dei fenomeni transitori;
TOLV	tolleranza relativa utilizzata nel test di convergenza, ϵ_v ;
TP	<i>intervallo temporale trascorso da quando viene rilevata una quota piezometrica al nodo di valle della pompa I-esima inferiore/maggiore al valore minimo/massimo prestabilito, PMIN/PMAX.</i>

Vettori e matrici di numeri interi

IBV	vettore contenente l'indice dei nodi nei quali è imposta la quota piezometrica come condizione al contorno. IB(2*J-1) contiene l'indice j-esimo nodo nel quale è fissato il carico. IB(2*J) è sistematicamente nullo;
ID	<i>vettore contenente l'indice associato ai nodi idrante durante l'analisi non stazionaria. A ciascuno J-esimo nodo idrante è attribuito un valore di ID(J) da 1 a NIV mentre per tutti gli altri nodi è posto pari a zero;</i>
KODA	<i>vettore contenente lo stato della pompa I-esima. Se la pompa è attiva KODA(I) è posto pari a 0, pari a 1 se è spenta e pari a -1 se è spenta ma si sta valutando se avviarla o meno, nel caso in cui sia previsto il funzionamento automatico del dispositivo;</i>
KODAIN	<i>vettore ausiliario contenente l'indice con cui si stabilisce se la pompa NEL abbia cominciato, o meno, a immettere portata in rete: uguale a 1, nel primo caso, a 0 nel secondo;</i>
KODAP	<i>vettore ausiliario, costruito in INPUT, contenente l'indice con cui si stabilisce se si stia valutando di avviare o spegnere la pompa pilota NEL.</i>

$KODAP(NEL)=0$ se si sta decidendo di avviarla, $KODAP(NEL)=1$ se si sta decidendo di spegnerla;

- KODP** matrice contenente l'informazione relativa alla tipologia di manovra eseguita sui tronchi speciali pompa. Per la J-esima manovra dell'I-esimo elemento, $KODP(I,J)$ è posto pari a 1 o 0 a seconda che ne sia previsto lo spegnimento o l'accensione;
- KONV** vettore contenente gli indici dei nodi di ciascun elemento speciale pompa NEL. Il nodo di monte è salvato nella componente $KONP(NNE*(NEL-1)+1)$ mentre quello di valle in $KONP(NNE*(NEL-1)+2)$;
- MANP** vettore ausiliario contenente l'informazione relativa alla tipologia di manovra eseguita sui tronchi speciali pompa. In presenza di manovre forzate, assume il valore di $KODP(I,J)$ ad ogni istante;
- MPOFF** vettore ausiliario contenente l'indice con cui si impone l'arresto delle pompe pilota, o di qualsiasi altra pompa alla quale sia concesso lo spegnimento automatico, nel momento in cui il carico rilevato (in m) al suo nodo di valle $N2$ risulta superiore a quello che lo stesso dispositivo è in grado di produrre, in presenza di elettropompe attive. Posto pari a 1 per l'arresto, pari a 0 per non intervenire sullo stato della pompa;
- NMAN** vettore contenente il numero di manovre previsto per l'I-esimo elemento speciale pompa. Se non sono previste manovre ($NMAN(I)=0$) il funzionamento dell'elemento può essere manuale o automatico;
- NMANI** vettore contenente il numero di manovre previsto per l'I-esimo nodo speciale idrante;
- NMAVA** vettore contenente il numero di manovre previsto per l'I-esimo elemento speciale valvola;
- PTYPE** vettore contenente l'indice con cui si definisce la tipologia della pompa NEL. Per le pompe pilota, o qualsiasi altra pompa alla quale sia concesso lo spegnimento automatico, $PTYPE(NEL)=-1$, per le elettropompe dei sistemi antincendio $PTYPE(NEL)=1$.

Vettori di numeri reali

ADUEV	vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente a_2 che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
AL	vettore contenente le portate nodali calcolate dalla subroutine MULTI ad ogni passo di calcolo, poi messe a confronto con il vettore dei termini noti nel test di convergenza;
ALFA	<i>vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il coefficiente α con cui si tiene conto della variazione del loro numero di giri;</i>
AR	vettore contenente l'area di ciascun elemento condotta;
AUNOV	vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente a_1 che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
CEL	vettore contenente la celerità di propagazione delle onde di pressione per ciascun elemento condotta;
COFFV	vettore contenente i coefficienti COFFV di ciascun nodo idrante. Per tutti i nodi I non idranti COFFV(I) è posti pari a zero di default;
COFVAV	<i>vettore contenente i coefficienti COFVAV di ciascun elemento speciale valvola;</i>
DPLIM	<i>minima differenza di pressione che si deve verificare tra monte e valle (rispetto il verso in cui è consentito il passaggio del fluido) della valvola di non ritorno affinché si apra;</i>
ELN	vettore locale d'elemento;
ELRPV	<i>vettore contenente le portate di ciascun elemento speciale pompa, valutate al termine di ciascun passo temporale;</i>
ELRVAV	<i>vettore contenente le portate di ciascun elemento speciale valvola, valutate al termine di ciascun passo temporale, positive o negative a seconda che siano dirette dal nodo di monte a quello di valle o viceversa;</i>
ELSA	matrice locale degli elementi condotta;

- H** vettore contenente le quote piezometriche nodali all'iterazione corrente o quelle dell'istante precedente, a seconda della fase in cui viene richiamato durante l'analisi;
- HESSEV** vettore contenente, per ciascun elemento speciale pompa, il relativo coefficiente H_S che compare nell'equazione della sua curva caratteristica;
- HG** matrice contenente i carichi piezometrici dei nodi estremi di ciascuna pompa, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $HG(I,J)$ definisce il carico piezometrico del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;
- HH** matrice contenente i carichi piezometrici dei nodi intermedi ed estremi di ciascuna condotta, valutato al passo di calcolo precedente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $HH(I,J)$ definisce il carico piezometrico del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;
- HNR** *matrice contenente i carichi piezometrici dei nodi estremi di ciascuna valvola di non ritorno, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $HNR(I,J)$ definisce il carico piezometrico del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;*
- HP** matrice contenente i carichi piezometrici dei nodi intermedi ed estremi di ciascuna condotta, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $HP(I,J)$ definisce il carico piezometrico del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;
- HVA** *matrice contenente i carichi piezometrici dei nodi estremi di ciascuna valvola, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $HVA(I,J)$ definisce il carico piezometrico del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;*
- ISTAT** *matrice contenente lo stato dell'I-esima valvola prima che venga eseguita la J-esima manovra. 1 se chiusa, 0 se aperta;*

- PMAX*** *vettore contenente la quota piezometrica con cui sono tarati i pressostati (per lo spegnimento automatico) associati a ciascun tronco speciale pompa I-esimo;*
- PMIN*** *vettore contenente la quota piezometrica con cui sono tarati i pressostati (per l'avviamento automatico) associati a ciascun tronco speciale pompa I-esimo;*
- PN*** *vettore ausiliario contenente il numero di passi temporali trascorsi da quando, al nodo di valle N2 dell'elettropompa I-esima, viene rilevata una quota piezometrica inferiore al valore minimo imposto in input, PMIN;*
- PNA*** *vettore ausiliario contenente il numero di passi temporali trascorsi da quando, al nodo di valle N2 della pompa pilota I-esima, viene rilevata una quota piezometrica inferiore al valore minimo imposto in input, PMIN;*
- PNB*** *vettore ausiliario contenente il numero di passi temporali trascorsi da quando, al nodo di valle N2 della pompa pilota I-esima, viene rilevata una quota piezometrica superiore al valore massimo imposto in input, PMAX;*
- QG*** *matrice contenente le portate dei nodi estremi di ciascuna pompa, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. QG(I,J) definisce la portata del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;*
- QLIM*** *vettore contenente le portate limite di ciascuna valvola di non ritorno da confrontare con ELRNR per decidere se chiuderle o meno, all'inizio di ogni passo di calcolo;*
- QNR*** *matrice contenente le portate dei nodi estremi di ciascuna valvola di non ritorno, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. QNR(I,J) definisce la portata del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;*
- QP*** *matrice contenente le portate dei nodi intermedi ed estremi di ciascuna condotta, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istan-*

- te temporale. $QP(I,J)$ definisce la portata del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;
- QQ** matrice contenente le portate dei nodi intermedi ed estremi di ciascuna condotta, valutato al passo di calcolo precedente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $QQ(I,J)$ definisce la portata del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;
- QVA** *matrice contenente le portate dei nodi estremi di ciascuna valvola, valutato al passo di calcolo corrente ed aggiornato ad ogni istante temporale. $QVA(I,J)$ definisce la portata del J-esimo nodo dell'elemento I-esimo;*
- RENOD** *vettore contenente le portate nodali $RENOD(I)$, valutate al termine dell'analisi di ciascun passo temporale considerando il contributo di ciascun tronco al nodo I;*
- RENOV** vettore contenente le quote piezometriche imposte al J-esimo nodo;
- RR** matrice contenente, per ciascun nodo intermedio ed estremo delle condotte, il coefficiente R che compare nella forma integrata del termine dissipativo, definito nel paragrafo 3.2;
- SOMH** *vettore ausiliario contenente la somma delle quote piezometriche rilevate ad ogni istante temporale al nodo di valle N2 del tronco speciale pompa I-esimo, da quando viene rilevata una piezometrica inferiore a $PMIN(I)$, per tutto l'intervallo temporale $TEMP(I)$;*
- SOMHA** *vettore ausiliario contenente la somma delle quote piezometriche rilevate ad ogni istante temporale al nodo di valle N2 del tronco speciale pompa pilota I-esimo, da quando viene rilevata una piezometrica inferiore a $PMIN(I)$, per tutto l'intervallo temporale $TEMP(I)$;*
- SOMHB** *vettore ausiliario contenente la somma delle quote piezometriche rilevate ad ogni istante temporale al nodo di valle N2 del tronco speciale pompa pilota I-esimo, da quando viene rilevata una piezometrica superiore a $PMAX(I)$, per tutto l'intervallo temporale $TEMP(I)$;*

TARR	<i>vettore ausiliario contenente l'istante temporale in cui comincia l'arresto automatico della pompa I-esima;</i>
TAU	<i>vettore contenente il parametro con cui si esprime la variazione del grado di apertura dell'elemento valvola NEL. $0 \leq TAU(NEL) = 1$ se $TAUF(NEL, manovra) < TAUZ(NEL)$, $TAU > 1$ se $TAUF(NEL, manovra) < TAUZ(NEL)$;</i>
TAUF	<i>matrice contenente il grado di apertura dell'I-esima valvola che s'intende ottenere al termine della J-esima manovra. $0 \leq TAUF(I,J) \leq 1$;</i>
TAUZ	<i>vettore contenente il grado di apertura dell'elemento valvola I-esimo con cui è stato definito il relativo COFVAV(I);</i>
TEMM	<i>matrice contenente la durata della J-esima manovra eseguita sull'I-esimo nodo idrante;</i>
TAVV	<i>vettore ausiliario contenente l'istante temporale in cui si verifica l'avvio automatico della pompa I-esima;</i>
TEMAR	<i>vettore contenente la durata delle manovre di arresto associata a ciascun tronco pompa I-esimo;</i>
TEMAV	<i>vettore contenente la durata delle manovre di avviamento associata a ciascun tronco pompa I-esimo;</i>
TEMP	<i>vettore contenente l'ampiezza degli intervalli temporali durante i quali viene misurata la piezometrica al nodo di valle di ciascuna pompa I-esima per decidere se avviarla o meno;</i>
TEMVA	<i>matrice contenente la durata della J-esima manovra eseguita sull'I-esimo elemento speciale valvola;</i>
TESTH	<i>vettore contenente il valore medio della piezometrica rilevata al nodo di valle di ciascun tronco speciale pompa per tutto il relativo intervallo TEMP. Viene confrontato con PMIN/PMAX per decidere se debba avvenire o meno l'avviamento/spegnimento del dispositivo I-esimo;</i>
TIN	<i>matrice contenente l'istante d'inizio della J-esima manovra, eseguita sull'I-esimo nodo idrante;</i>

<i>TINVA</i>	<i>matrice contenente l'istante d'inizio della J-esima manovra, eseguita sull'I-esimo elemento speciale valvola;</i>
TK	matrice globale bandizzata;
TNN	vettore dei termini noti del sistema globale di equazioni, corretto dalle condizioni al contorno ad ogni passo di calcolo. A soluzione ottenuta, diventa il vettore delle correzioni δH ;
TSTART	matrice contenente l'istante d'inizio della J-esima manovra d'avviamento, o spegnimento, dell'I-esimo elemento speciale pompa;
<i>TSTOP</i>	<i>vettore contenente gli intervalli temporali di ciascun tronco speciale pompa durante i quali, al relativo nodo di valle N2, si rileva una piezometrica costantemente superiore al valore minimo di taratura PMIN. TSTOP si annulla ogni volta che $H(N2) < PMIN$;</i>
<i>VLIM</i>	<i>minima velocità, in modulo, per cui la valvola di non ritorno si mantiene aperta;</i>
ZE	vettore contenente i coefficienti d'interpolazione di ciascun elemento condotta. Per l'elemento in cui si ricorre alla correzione della celerità è posto pari ad uno.

Vettori e matrici character

<i>AOM</i>	<i>matrice contenente le informazioni relative al comportamento dei tronchi speciali pompa al termine dell'ultima manovra. Uguale ad "A" se ne si prevede il funzionamento automatico, a "M" se invece se ne si prevede il funzionamento manuale;</i>
<i>AOMZ</i>	<i>vettore contenente le informazioni relative al comportamento dei tronchi speciali pompa nel caso in cui, per essi, non sia prevista alcuna manovra. Uguale ad "A" se ne si prevede il funzionamento automatico, a "M" se invece se ne si prevede il funzionamento manuale.</i>

F.3 Variabili utilizzate in entrambe le fasi

Variabili ed indici interi

ISTEP	indice associato al passo di calcolo dei procedimenti iterativi, incrementato di un'unità ad ogni iterazione. Durante la fase stazionaria parte da 0 (soluzione iniziale). Durante la fase del transitorio è posto pari a -1 nella determinazione della soluzione iniziale e ≥ 0 durante il procedimento iterativo;
MS	massima ampiezza della semibanda della matrice globale;
NE	numero di elementi nella rete;
NMAX	massimo numero di iterazioni ammesse prima d'interrompere il processo iterativo;
V	vettore ausiliario necessario a SLBSI per implementare il metodo d'eliminazione di Gauss;
NN	numero di nodi nella rete. Coincide con il numero delle incognite e di conseguenza col numero di righe del sistema globale;
NNE	numero di nodi per elemento (2 nodi previsti);
<i>NVNR</i>	<i>numero di elementi valvola di non ritorno;</i>

Vettori di numeri interi

<i>KONNR</i>	<i>vettore contenente gli indici dei nodi di ciascun elemento speciale valvola di non ritorno NEL. Il nodo di monte è salvato nella componente $KONNR(NNE*(NEL-1)+1)$ mentre quello di valle in $KONNR(NNE*(NEL-1)+2)$;</i>
<i>NRSTI</i>	<i>vettore contenente lo stato della valvola di non ritorno;</i>
<i>NRVER</i>	<i>vettore l'indice associato alla direzione in cui la valvola di non ritorno consente il passaggio del fluido. 1 se dal nodo di monte a quello di valle, -1 se viceversa;</i>

Vettori di numeri reali

- COEF** coefficiente della matrice locale dell'elemento in esame;
- COFNR** *vettore contenente i coefficienti COFNR di ciascun elemento speciale valvola di non ritorno;*
- ELRNR** *vettore contenente le portate di ciascun elemento speciale valvola di non ritorno, valutate al termine di ciascun passo di calcolo, positive o negative a seconda che siano dirette dal nodo di monte a quello di valle o viceversa (rispetto il verso in cui è consentito il passaggio del fluido);*
- ELST** matrice locale d'elemento di lato NNE;
- RENO** durante la fase stazionaria: vettore contenente le quote piezometriche nodali imposte. Con RENO(J) quindi si definisce il carico imposto al nodo J. Al termine dell'analisi non lineare contiene le portate nodali calcolate. Durante la fase di transitorio: vettore contenente le portate nodali, valutate al termine della fase stazionaria considerando il contributo di ciascun tronco.

BIBLIOGRAFIA

Bianchi, A., Sanfilippo, U. (2001) *Pompe e impianti di sollevamento*, Hoepli editore.

Chaundry, M.H. (1987), *Applied hydraulic transients*, New York: Van Nostrand Reinhold.

Da Deppo, L., Datei, C., Fiorotto, V., Salandin, P.(2006), *Acquedotti*, Padova: Libreria Internazionale Cortina.

Dalmine resine (2010), *Tubi di polietilene per fluidi in pressione. Manuale tecnico Gennaio 2010*, Modena. Disponibile su < <http://www.sirci.it> >. [Data di accesso: 15/07/2012].

Defina, A. (2009), *Moto vario nelle condotte*, Dispensa, Università degli Studi di Padova.

Lezioni di metodi numerici per Ingegneria e Scienze Applicate, 2^a edizione, Padova: Libreria Internazionale Cortina.

Ghetti, A. (2006), *Idraulica*, 2^a edizione, 8^a ristampa Padova: Libreria Internazionale Cortina.

Val - Matic Valve and Manufacturing Corporation, A. (2003), "Dynamic Characteristics of Check Valves" *Technical paper on Check Valves*.

Wylie, E.B., Streeter V.L. (1978), *Fluid Transients*, New York: Mcgraw Hill International book.

Wylie, E.B., Streeter V.L. (1993), *Fluid Transients in systems*, edito da Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall.

Salandin, P., Belluco E., Darvini, G., Gaburro, A., Santaterra, C.,(2012), “La rete antincendio del centro storico di Venezia: risultati delle prime sperimentazioni di campo”, in atti del *XXXIII Convegno Nazionale di Idraulica e Costruzioni idrauliche*, settembre 2012, Brescia.