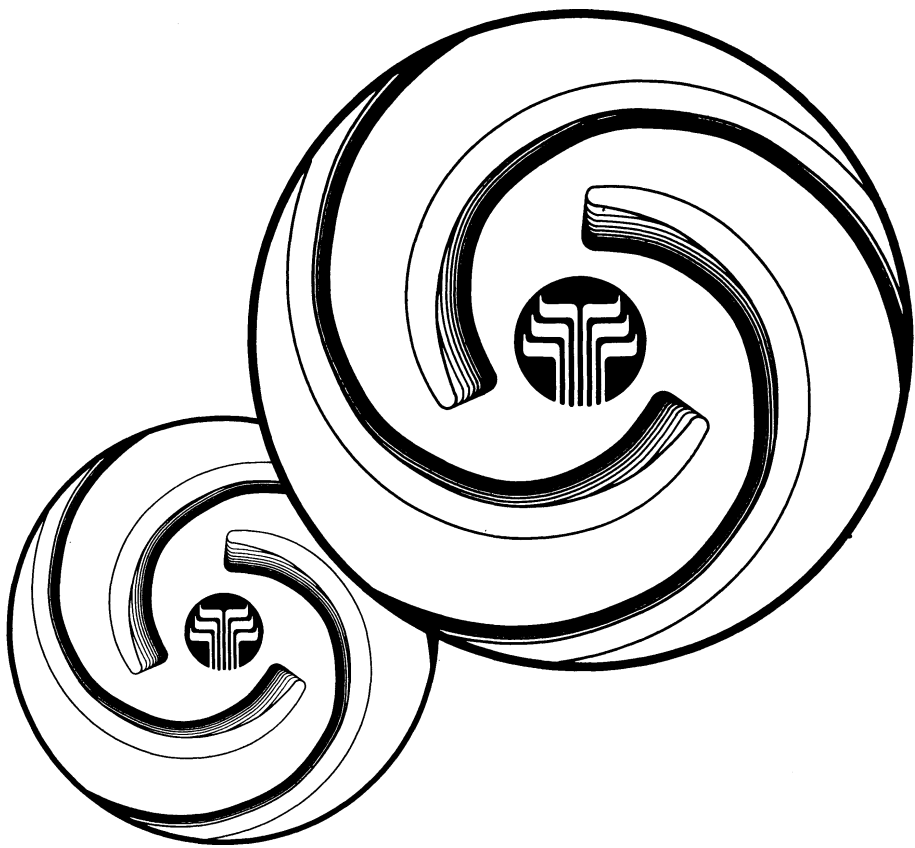


효성펌프편람

HEC PUMP HAND BOOK



효성EBARA주식회사
HYOSUNG EBARA CO., LTD.

제5장 수 충 격 현 상

1. 수충격현상의 개념

1.1 단순관로의 수충격 현상

수충격현상을 한마디로 정의하면 관로내의 유체속도의 급격한 변화에 따라 유체압력이 상승 또는 강하하는 현상이라 할 수 있다. 수충격현상의 기본개념의 이해를 위해 그림 5.1과 같은 단순 관로계를 고려해 보자. 그림 5.1에서 수조의 용량은 연결된 파이프 체적에 비해 무한히 크며, 연결파이프 내의 손실은 없고 파이프는 수평으로 설치되어 있다고 가정한다. 여기서 파이프 끝에 설치된 밸브를 갑자기 닫았을 때의 수충격현상을 관찰해 본다.

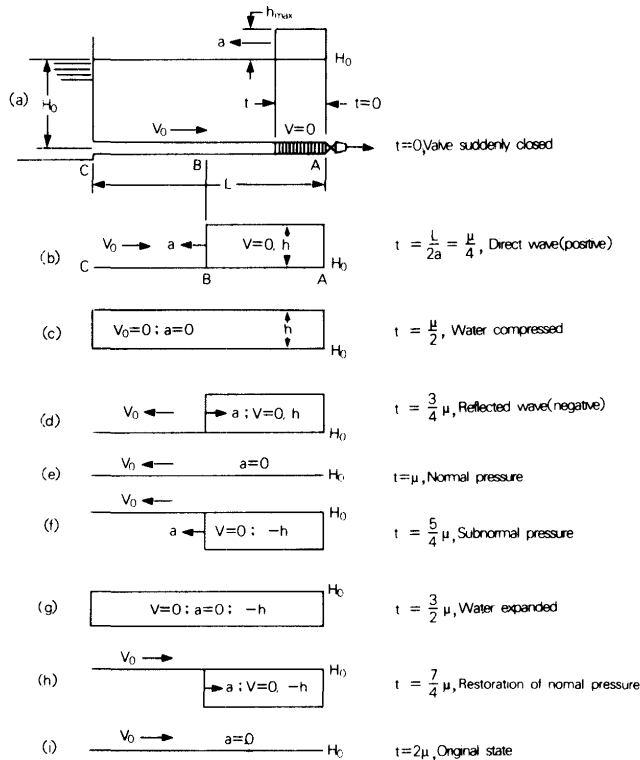


그림 5.1 단순관로계의 수충격 현상

그림 5.1에서 L = 연결파이프 길이

H_0 = 정상압력

V_0 = 파이프내의 유체의 정상속도

t = 밸브급폐이후의 경과시

a = 밸브급폐후 발생한 파이프내의 압력파 전파속도

$h_{\max}$ = 밸브급폐로 인한 유체의 최대상승압력

($h_{\max} = a V_0 / g$; Joukowsky의 식)

1) 단계 1($0 \leq t \leq L/a$, 그림 5.1 (b), (c))

그림 5.1(a)와 같이 밸브를 급폐하면 밸브 상류부의 물은 순간적으로 정지하여 압력이 급격히 상승하고 이때 발생한 압력파는 파속 a 로 수조쪽으로 전파되면서 유체를 정지시키는 작용을 한다. 압력파가 수조에 도달한 순간 파이프내의 유체속도 및 파속은 영(零)으로 되고 전 파이프에 걸쳐 압력은 $h_{\max}$ 만큼 상승한 것으로 된다.

2) 단계 2($L/a \leq t \leq 2L/a$, 그림 5.1 (d), (e))

압력파가 수조에 이르면, 이제 관내 압력이 수조의 압력보다 높으므로, 유체는 관에서 수조쪽으로 흐르고 압력이 정상상태로 환원됨과 동시에 압력파는 수조에 반사되어 파속 a 로 밸브를 향하여 진행한다. 압력파가 밸브에 도달한 순간 유체속도는 정상속도와 크기는 같고 방향은 음의 방향을 가지며, 파속은 영(零), 압력은 전파이프에 걸쳐 정상압력으로 환원된다.

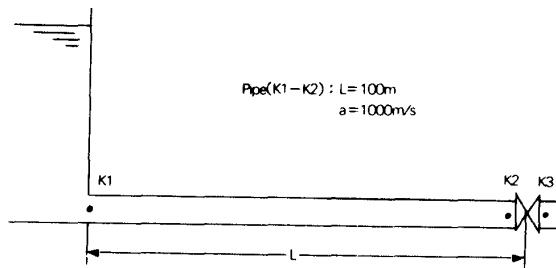
3) 단계 3($2L/a \leq t \leq 3L/a$, 그림 5.1 (f), (g))

압력파가 밸브에 이르면, 밸브가 닫혀 있기 때문에 밸브에서 유체를 음의 속도로 유지시킬 수 없어 속도는 음의 방향에서 정지상태로 바뀌고, 압력강하 현상이 유발됨과 동시에 압력파는 밸브에 반사되어 다시 수조쪽으로 전파된다. 압력파가 수조에 도달한 순간 관내의 유체속도 및 파속은 영(零)으로되고, 전파이프에 걸쳐 압력은 단계 1의 상승압에 대응하는 $h_{\max}$ 만큼 강하하게 된다.

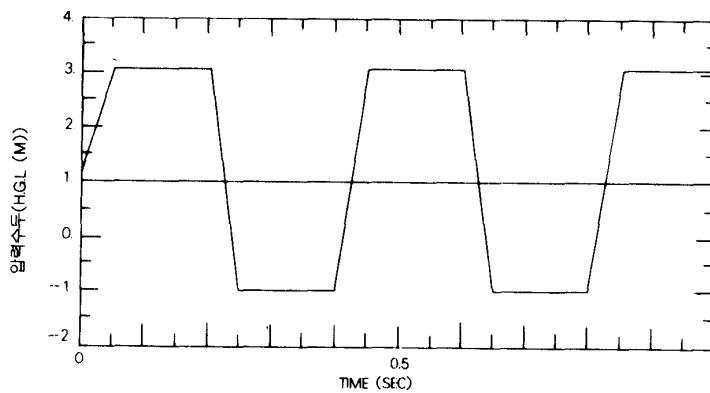
4) 단계 4($3L/a \leq t \leq 4L/a$, 그림 5.1 (h), (i))

압력파가 수조에 이르면, 이번에는 관내 압력이 수조의 압력보다 낮으므로 유체는 수조에서 관쪽으로 흐르고 압력이 저압에서 정상상태로 환원됨과 동시에 압력파는 다시 수조에 반사되어 파속 a 로 밸브를 향하여 진행한다. 따라서, 압력파가 밸브에 도달한 순간 관내유속은 정상속도와 크기와 방향이 같으며, 파속은 영(零), 압력은 전파이프에 걸쳐 정상압력으로 되므로, 밸브를 닫기 이전의 관내의 유체의 상태 즉, 정상상태와 똑같이 된다. 시간 $4L/a$ 만큼 지난 후에는 위의 과정이 연속적으로 반복된다.

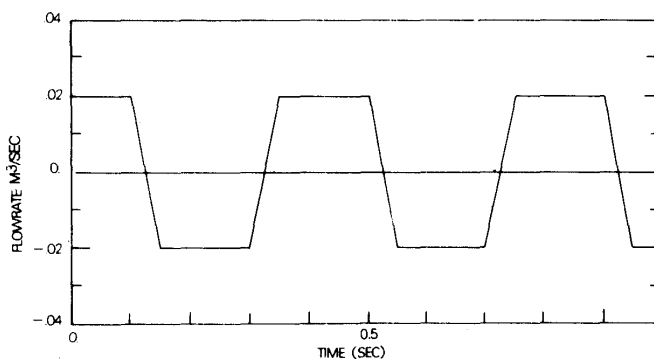
그림 5.2의 실제 단순관로계의 수충격 현상해석 예와 위의 단계1 단계4의 현상을 비교하면 보다 쉽게 수충격 현상을 이해할 수 있다.



(a) 단순관로계의 예



(b) 밸브에서의 압력변화



(c) 밸브에서의 유량변화

그림 5.2 단순관로계의 수충격현상 해석 예

주어진 시스템 그림 5.2(a)에서 기준선으로부터 수조의 수면높이는 1.1m, 관의 길이 100m, 압력파 전파속도 1000m/sec, 관내유량 $0.02\text{m}^3/\text{sec}$ 이다. 그림 5.2(b)와 같이 밸브를 급폐했을 때 압력이 2m 상승하고, 이때 발생한 압력파는 파속 1000m/s로 수조쪽으로 진행한다. 0.1초 후에 압력파는 수조에 이르게 되어 수력구배선(H.G.L)이 2m 상승된 위치에서 정상상태의 H.G.L과 평행하게 되고, 관속의 유체는 정지한다. 이때 수조에 반사된 압력파는 0.2초 후에 밸브에 이르게되어 H.G.L을 정상상태의 H.G.L로 환원하고 관내의 유량은 $-0.02\text{m}^3/\text{sec}$ 이다. 밸브에 반사된 압력파는 0.3초 후에 수조에 이르게되어 H.G.L은 2m 강하한 위치에서 정상상태의 H.G.L과 평행하게 되고 관내의 유체는 다시 정지한다. 수조에 반사된 압력파는 0.4초 후에 밸브에 도달하여 H.G.L은 정상 상태의 H.G.L로 환원되고 관내 유량은 $0.02\text{m}^3/\text{sec}$ 로 되어 밸브급폐 이전의 상태, 즉 정상상태와 같게 된다. 0.4초 이후에는 위의 과정이 연속적으로 반복된다.

1.2 펌프계에서 발생하는 수충격 현상

앞서 말한 바와같이 송수관에 있어서 어떤 원인에 의해 관내 유속이 급격하게 변화하면 관내압력이 과도적으로 크게 변동하는데, 펌프 송수관계에서는

- (1) 펌프의 기동시
- (2) 펌프의 정지시
- (3) 펌프의 회전수 제어시
- (4) 밸브의 개폐시

등의 경우에 생기지만, 일반적으로 수충격이 문제가 되는 것은 정전등에 의한 펌프구동력 차단에 따라 펌프가 급정지하는 경우가 대부분이다. 한편, 수충격에 의해 생기는 압력상승과 압력강하의 크기는,

- (1) 관내유속의 시간적 변화
 - (a) 펌프의 특성과 회전속도 변화의 관계
 - (b) 밸브의 특성과 개폐시간 및 개폐형상

- (2) 관로길이와 상태
- (3) 펌프 원동기의 종류

등에 따라 다르지만 펌프 급정지 후의 현상은 대략 다음과 같다.

- 1) 펌프의 역지변이 없는 경우
 - a) 제1단계 (펌프영역: 正戰, 正流상태)

운전중의 펌프가 그 구동력을 잃어도 회전체의 관성에 의해 회전이 지속되지만, 회전을 지속시키는 힘은 물을 이송하는데 필요한 에너지에 비해 작을 뿐만 아니라 보유하고 있는 에너지는 양수를 위한 에너지로서 시간이 경과함에 따라 소비되어, 회전수는 급격하게 저하하여 양수량도 감소한다. 한편, 송수관내의 물은 관성력에 의해 송수 상태를 지속하도록 하기 때문에 펌프 토출구 부근의 압력은 급격하게 강해진다. 펌프의 회전수가 더욱 감소하게 되면, 펌프는 정회전함에도 불구하고 토출측 압력에 대해 송수불능으로 되어 물의 흐름은 일단 정지한다. 이때 생기는 관내의 압력 강하는 주로 펌프와 원동기의 회전관성 및 유속, 관연장 등의 영향을 받는데, 심한 경우에는 양액이 포화증기압 이하로 되어 토출관내에서 국부적으로 기화 증발되어, 소위 수주분이라 부르는 현상을 수반하게 된다.

b) 제2단계 (펌프 제동영역 : 正轉, 逆流상태)

일단 정지한 물은 다음순간부터 역류를 시작하는데, 정회전하고 있는 회전차가 역류하는 물의 저항으로 되기 때문에, 역류량이 증가함에 따라 압력이 상승하기 시작한다. 한편, 펌프의 회전수는 역류하는 물의 제동작용에 의해 점점 감소하여 결국에는 0으로 되어 펌프는 정지한다.

c) 제3단계 (수차영역 : 逆轉, 逆流상태)

다음 순간부터 펌프는 역류하는 물에 의해 수차로 되어 역전을 시작하고 점점 가속되어 결국에는 무부하의 수차로서 일정한 무구속속도의 상태로 되어 안정하게 된다. 무부하의 수차로서 안정된 상태로 도달하는 도중에 역류량, 회전수는 일시적으로 증가 하는데 최종 상태에서는 역류량이 정규유량의 60 ~ 80%, 역전수는 정규회전수의 110 ~ 130%로 된다.

2) 펌프에 역지변이 있는 경우

a) 역지변이 있으므로 상기의 제2단계에서 물이 역류를 시작하면 역지변이 닫혀 역류는 일어나지 않는다. 그러나 제1단계에서 발생한 강하파가 토출관 끝의 토출조에 의해 반사되어 상승파로 되어 압력은 상승한다.(급폐식 역지변에 상당). 따라서, 역지변의 폐쇄가 물의 흐름이 정지하는 순간(펌프유량 0)에 지체없이 이상적으로 이루어 지면 '압력의 상승은 없을 것이다.'라고 하는 것은 옳지 않다.

b) 만약 역지변의 폐쇄가 늦어져 역류가 생겨 급폐쇄하면 역류량을 급히 저지하기 때문에 충돌적인 압력상승이 추가된다.(보통의 역지변에 상당).

c) 역지변 폐쇄후는 일단 상승된 압력이 일정 주기로 상승, 강하를 반복하면서

점점 감쇠한다.

3) 펌프 토출변(역지변 포함)을 제어한 경우

펌프가 급정지한 때의 제1단계의 압력 강하량은, 회전체의 관성을 일정하다고 하면 주로 펌프의 특성과 송수관로의 상태에 따라 결정되지만, 제2단계 이후의 현상은 토출변을 적절하게 제어하므로써 변화시킬 수 있다. 즉, 제2단계 이후의 역류량 및 압력상승을 억제하도록 펌프계에 적합한 밸브특성을 가지는 밸브형식(예를 들면 각종의 완폐역지변과 기름, 공기압 작동밸브등) 및 폐쇄시간을 결정하는 것은 수충격 경감의 견지에서는 물론 펌프 설비계획에 있어서도 중요하다.

2. 수충격에 의한 피해

수충격작용을 방지하기 위해서는 펌프 급정지 후의 관내유속의 변화가 늦어지도록 하면 좋지만, 그 주된 목적이 압력의 이상저하에 있는지 이상상승에 있는지에 부설 계획과 더불어 수충격의 충분한 검토와 적절한 대책을 세울 필요가 있다.

- 1) 압력상승에 의해 펌프, 밸브, 플랜지, 관로등 여러기기가 파손된다.
- 2) 압력강하에 의해 관로가 압괴하거나 수주분리가 생겨 재결합 시에 발생하는 격심한 충격파에 의해 관로가 파손된다.
- 3) 진동, 소음의 원인이 된다.
- 4) 주기적인 압력변동 때문에 자동제어계 등 압력컨트롤을 하는 기기들이 난조를 일으킨다.

3. 수충격작용 방지 장치

수충격작용을 방지하기 위해서는 펌프 급정지후의 관내유속의 변화가 늦어지도록 하면 좋지만, 그 주된 목적이 압력의 이상저하에 있는지 또는 이상상승에 있는지에 따라 경감장치도 다르며 또한 여러 가지 방법을 조합할 필요성도 있을 수 있다. 그러나 일반적으로 펌프 급정지후 펌프 토출라인에서의 부압 즉, 압력강하를 방지하면 이상압력상승도 방지할 수 있으므로 부압발생의 방지가 수충격 작용에 의한 피해를 줄이는 최선의 방책이라 할 수 있다. 따라서 근래에는 일반적인 펌프계의 경우 부압 방지장치중 가장 효과적이라 할 수 있는 공기조(Air Chamber), One-Way Surge Tank, 또는 이들을 조합하여 사용하는 경우가 많다.

다음에 대표적인 부압(수주분리)의 방지 및 상승압의 방지법에 대하여 나타낸다.

목적	순번	방법	효과	비고
부 압 、 수 주 분 리 의 방 지	1	Flywheel을 설치한다.(3.1참조)	관성효과(GD^2)를 증가시켜 회전수와 관내유속의 변화를 느리게 한다.	소형기에 대해서는 유효하지만 대형기와 관길이가 길 때에는 Flywheel이 과대해지므로 부적합하다.
	2	펌프 토출측에 공기조 (Air Chamber)를 설치한다.(3.1참조)	축적하고 있는 압력에너지를 방출하여 압력강하를 방지함과 동시에 압력상승도 흡수한다.	부압방지의 가장 효과적인 장치이며 계의 안정성 및 신뢰성을 높이기 위해 자동컨트롤에 대한 검토가 필요하다.
	3	관경을 크게 한다.	관내유속을 저하시켜, 관로 정수를 작게하므로써 압력강하를 방지한다.	관 전장의 대부분에 걸쳐서 이를 시행하지 않으면 효과가 없기 때문에 건설비가 비싸다.
	4	관의 경로를 변경한다.	관의 종단면 형상에 대해 가능한 한 관을 깊이 시공한다.	지형과 비용상의 제약 때문에 실시가 용이하지 못한 경우가 많다.
	5	공기변을 설치한다	부압발생 장소에 공기를 자동적으로 흡입시켜 이 상부압을 경감한다. 압력과 전파속도 a 도 작아지게 된다.	공기 흡입지점의 하류측이 자연유하 되는 경우에는 좋지만, 그 이외의 경우에는 흡입된 공기에 의해 수격이 조장될 경우가 있기 때문에 신중한 검토가 필요하다.
	6	펌프를 지나 흡입수조와 토출관 사이에 자동개폐변을 설치한다.	흡입수조의 물을 자동적으로 흡상하여 이상압력강하를 방지한다.	관로의 고저상황에 따라서는 목적을 이루지 못하는 경우가 있다.
	7	통상의 서어지탱크를 설치한다. (3.1참조)	부압발생 장소에 물을 공급하여 압력의 이상강하를 경감함과 동시에 압력상승도 흡수한다.	송수중의 관내압력이 높을 때는 서어지탱크의 높이도 높게되어 건설비도 비싸지만 효과는 이상적이다. 서어지탱크 아래쪽에서는 수충격은 받

표계속

목적	순번	방법	효과	비고
				생하지 않으므로 펌프와 탱크 사이만을 고려하면 된다.
	8	One-Way Surge Tank를 설치한다. (3.1참조)	부압발생 장소에 물을 공급하여 압력의 이상강화를 경감한다.	고양정 펌프계에서는 탱크의 높이가 낮아도 되므로 (One-Way), 관로에 다수의 탱크를 설치할 수 있다.
	9	디젤기관 구동의 경우는 고장발생과 동시에 자동적으로 속도를 제어하면서 정지한다.	역지변의 급폐쇄를 지연시키므로써 압력상승을 방지한다.	기관의 보호 및 자동장치를 충분히 해둘 필요가 있다.
상승압의 방지	10	역지변 또는 By-Pass변의 자동 완폐, 물 또는 기름을 이용한 Dash-Port와 액압 조작 By-Pass변을 이용한다. (3.2 참조)	구동기의 급속 정지에 의한 부압발생을 막기 위해 적극적으로 컨트롤 한다.	소형펌프에서는 역지변을 직접 완폐하며, 중형이상은 역지변에 큰 By-Pass를 설치하고, 그 도중의 By-Pass변을 자동 완폐한다.
	11	안전변을 사용한다.	설정압보다도 상승하면 안전변이 열려, 이상압력상승을 방지한다.	급격히 압력이 상승하는 경우와 관로가 짧아 압력주기가 짧은 경우는 안전변의 동작이 지체되어 효과를 그다지 기대할 수 없다.
	12	급폐쇄식 체크 밸브를 사용한다. (3.2 참조)	폐쇄지연에 의한 부가적인 압력상승을 방지한다.	주로 스프링 부착식이 많으며, 밸브의 저항이 크기 때문에 소요전양정의 산출에 주의를 요하며, 소형펌프용으로 적합하다.
	13	주토출변의 자동 폐쇄 역지변을 생략하고, Sluice,	역지변을 생략하여, 압력상승을 방지한다.	고양정 대용량 펌프에 적합하다.

표계속

목적	순번	방법	효과	비고
		Butterfly변 등을 유압, 수압 등으로 자동 완폐한다. (3.2 참조)		
	14	역지변, 후트밸브를 생략하여 토출관로의 물을 전부 역류시킨다.	가장 간단한 방법으로 압력상승을 방지한다.	관로의 길이에 비해 흡입수조의 수용량에 여유가 없으면 넘치는 경우가 있다.
	15	자동방류변을 사용한다.	펌프동력차단과 동시에 방류변을 급개하여, 토출측에서 외부로 방류,역지변이 닫히므로 자동완폐하여 압력상승을 막는다.	고양정 펌프에 적합하지만 부압이 발생하지 않는 계통에 한정된다.

3.1 부압(수주분리) 방지법

1) 펌프에 Flywheel을 설치한다.

펌프의 회전부의 관성효과(GD^2)를 크게하여 펌프 회전수와 유량의 급격한 저하를 방지한다. 설비는 비교적 간단하며 효과도 크지만 송수관로가 상당히 긴 경우와 종단면에 요철이 큰 경우에는 Flywheel이 매우 크게되어 설치가 불가능한 경우가 있다. 설치 방법으로는 축 플랜지 겸용식, 별도설치식이 있지만 어떤 경우도

a) 설치공간의 문제(그림 5.3과 같이 개략 ΔL 만큼 길어진다)(A) 축플랜지 겸용식 $\Delta L=50 \sim 200\text{mm}$ (B) 별도설치식 $\Delta L=800 \sim 2000\text{mm}$ b) 기동상의 문제(Flywheel GD^2 가 지나치게 크면 기동 시간이 길어지고, 최악의 경우에는 기동을 할수 없기 때문에 구동기 제작 업체로부터 구동축의 허용 GD^2 를 입수함과 동시에 기동방식에 대해서도 충분한 검토를 행할 필요가 있다.)

c) 베어링의 문제(Flywheel 중량이 지나치게 크게 되면 베어링을 보강할 필요가

있고, 경우에 따라서는 베어링의 냉각과 강제 윤활이 필요하다.)

- d) 축 플랜지의 문제(축 플랜지로서 전자 카프링과 원심 마찰 클러치를 사용하면 펌프 급정기와 동시에 원동기측과 펌프측이 분리되어 부압방지에 유효한 GD^2 값이 작아지기 때문에 주의할 필요가 있다.)
- e) Flywheel재질에 따라 주속(周速)에 제한이 있는(GC:40m/s, SC:50m/s, SF:60m/s)등의 문제에 대해서는 충분히 검토하여 둘 필요가 있다.

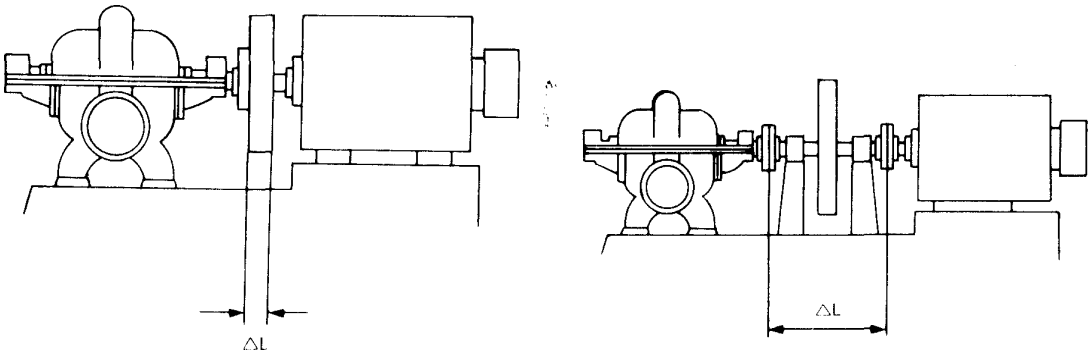


그림 5.3 Flywheel 설치 예

2) 펌프 토출측에 공기조(Air Chamber)를 설치한다.

공기조는 물과 공기가 들어있는 밀폐용기로서 펌프 토출측 부근의 토출라인에 설치하며, 펌프 급정지에 의해 토출라인내의 물의 압력이 떨어지면 공기조 내에 축적되어 있는 압력에너지를 방출하고, 역으로 토출라인내의 물의 압력이 올라가면 물을 받아들여 압력 에너지를 흡수하므로써 압력의 급상승 또는 급강하를 방지하는 가장 효과적인 수충격 방지장치의 하나이다.

a) 공기조의 자동 컨트롤

펌프계의 안정성 및 신뢰성 향상을 위해 공기조는 일반적으로 공기조내의 공기압 또는 수위유지를 목적으로 공기압축기와 연결되며, 레벨센서 등에 의해 자동 컨트롤을 하는 경우가 대부분이다. 컨트롤시퀀스는 펌프계에 따라 다르지만 전형적인 예를 소개하면 다음과 같다.

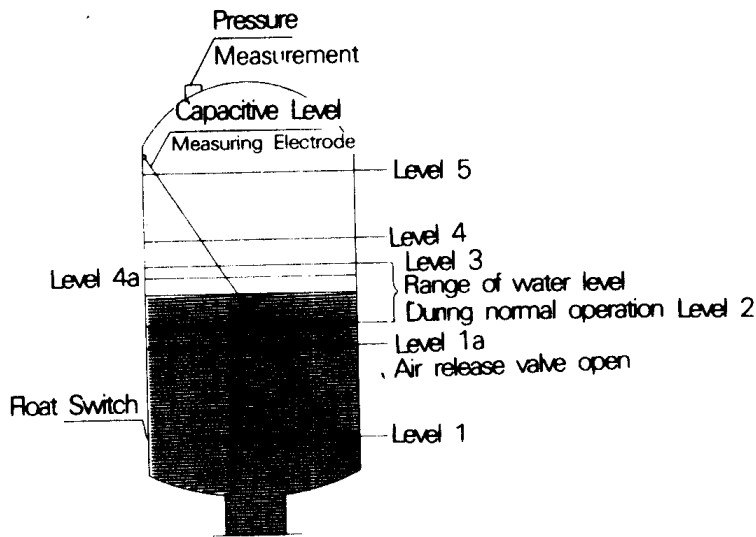


그림 5.4 공기조의 자동컨트롤 예

- a. Level 1 : Lowest Level Indication
 - Level 1 이하로 수위가 내려가면 공기조내의 공기가 파이프라인으로 유입 될 수 있으므로, 수위가 Level 1에 도달하면 Warning이 표시되도록 한다.
- b. Level 2 : Compressor Switch-off Level
 - Level 2는 정상운전 범위의 하한선으로, 수위가 Level2 이하가 되면 압축기 작동이 정지한다.
- c. Level 3 : Compressor Switch-on Level
 - Level3은 정상운전 범위의 상한선으로, 수위가 Level3 이상이 되면 주 압축기가 작동한다.
- d. Level 4 : Compressor Back-up Level
 - 정상 운전상태에서 수위가 Level4에 도달하면 보조 압축기가 작동하며, 이상 상태를 나타내는 Warning이 표시 되도록 한다. 수위가 Level4a에 도달하면 보조 압축기의 작동이 정지되며, Level2에 도달하면 주압축기도 정지된다.
- e. Level 5 : High Level Indication
 - 수위가 Level5에 있는 상태에서는 공기조가 수충격 작용을 효과적으로 방지 할 수 없으므로 Level5에서는 경보음이 울리도록 한다.
- f. Level 1a : Air Release Value Open
 - 수위가 Level 1a 이하로 내려가면 공기조내의 공기는 배기변을 통해 방출된다.

b) 공기조의 수충격 방지 예

수충격 방지 장치를 설치하지 않은 경우, 펌프 급정지후 토출라인을 따라 부압이 발생되었던 것이 공기조를 설치하면 4.6 절과 같이 최대 및 최소 압력구배선이 대단히 극적으로 변경되어 부압은 물론 이상압력 상승 또한 방지할 수 있음을 알수 있다.

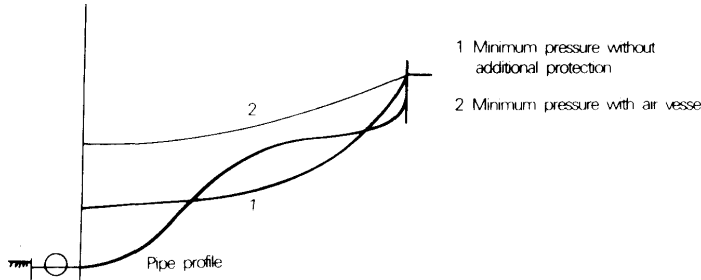


그림 5.5 공기조를 설치한 후의 압력변동

3) 통상의 서어지탱크를 설치한다.

그림 5.6과 같이 관로 도중에 충분히 큰 서어지탱크를 설치하여, 관내 압력이 강하하는 즉시 물을 보급하여 압력저하를 방지함과 동시에 압력상승도 흡수하게 된다. 이 경우 탱크 아래쪽에는 수충격이 발생하지 않으므로 펌프와 탱크사이만을 고려하면 된다. 단, 정상 상태의 관내압이 높으면 탱크높이가 높아져야하기 때문에 설치장소가 제한되고, 또 건설비도 비싸진다.

4) One- Way Surge Tank를 설치한다.

그림 5.7과 같이 통상의 서어지탱크에 역지변을 붙인 것으로 부압 발생장소에 설치하여 접속부의 관내압력이 탱크의 수위차보다 낮게 되면 역지변이 열려 물을 보급하여 압력강하를 방지한다. 통상의 서어지탱크 보다 높이를 낮게 할 수 있지만, 유효관로 길이가 비교적 짧기 때문에 관로가 긴 경우와 관로의 상태에 따라서는 여러개를 설치할 필요가 있는 경우도 있다.

서어지탱크(통상형 및 One-Way형)를 설치할 경우

- a) 설치장소와 공간확보
- b) 구조물의 크기 제한과 주위와의 조화
- c) 사수(死水)대책 및 동결방지 대책

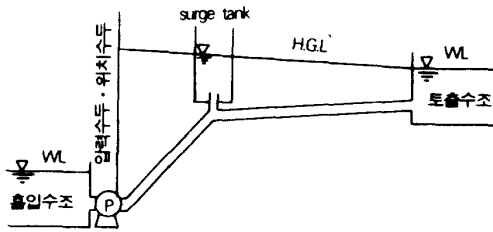


그림 5.6 Surge Tank

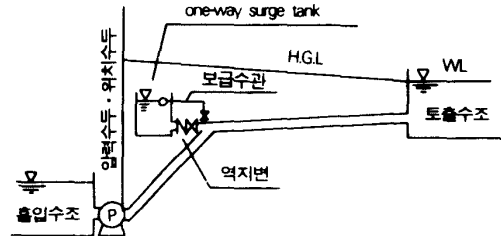


그림 5.7 One-Way Surge Tank

- d) 양액의 제한-개방탱크이기 때문에 악취등을 가지는 액이나 가연성액은 불가, 또 One-Way의 경우 역지반의 작동 불량을 발생시킬 수 있는 액은 부적합등의 문제점을 충분히 검토하여 둘 필요가 있다.

3.2 압력상승 경감법

펌프 급정지시에는 먼저 압력강하가 일어나며, 그후 토출수조에서 흡입수조로 향하는 역류가 개시되어 압력이 상승한다. 따라서 압력상승을 경감하기 위해서는 역류량을 적절히 제어하면 된다.

다음에 대표적인 방법을 나타낸다.

- 1) 완폐역지변을 사용한다(그림 5.8 참조).

밸브축에 유압장치(Dash-Port)를 붙혀 역류시 밸브 본체를 자동완폐 시키므로써 압력상승을 경감하는 방법으로, 비교적 저양정의 경우가 적합하다.

- 2) 급폐역지변을 사용한다(그림 5.9 참조).

역류가 발생하기 직전 유속이 늦어질 때 밸브 본체를 강제적으로 급폐쇄시켜 부가적인 압력상승을 방지한다.

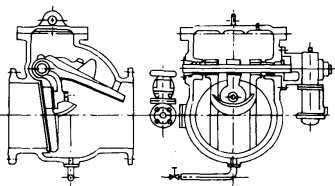


그림 5.8 완폐역지변

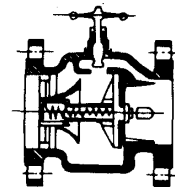


그림 5.9 급폐식 역지변

3) 주 토출변을 자동 폐쇄한다.

펌프 급정지와 동시에 유압기구 등에 의해 밸브 개도를 제어하면서 유속의 변화를 작아지게 하여 압력상승을 경감하는 것이다. 밸브형식에 따라서는 체절부근이 아니면 닫힘 작용이 일어나지 않기 때문에 초기에 급폐하고, 그 이후에 완폐하는 2단 폐쇄를 행할 필요가 있는 경우도 있다.

4. 수충격 현상 해석

4.1 수충격현상 해석의 목적

수충격현상 해석은 펌프, 파이프라인, 각종밸브, 흡토출수조등으로 구성되어 있는 펌프계에 있어서 유체 과도현상 발생시 펌프계의 각 위치에서 유량(또는 유속)과 압력변동을 계산하는 것이 목적이다. 따라서 수충격 현상해석을 통해 펌프계의 안정성을 검토하여 수주분리나 과도압력이 발생할 때에 수충격방지 설비를 선정, 이를 펌프계에 포함시켜 재해석하므로써 각종 방지설비의 설계파라메타의 값이나 컨트롤 데이터를 산정할 수 있으며, 또한 가장 효과적이며 경제적인 수충격 경감책을 세울 수 있다.

4.2 특성곡선법을 이용한 수충격현상 해석

1) 기본방정식

수충격작용의 해석을 위한 기본방정식은 일반적인 유동해석과 마찬가지로 운동량 정리와 연속정리를 적용하여 해석한다. 관이나 파이프의 압력 $P(x,t)$ 와 평균속도 $V(x,t)$ 가 미지수가 될것이나 경우에 따라서는 피에조수두인 $H(x,t)$ 와 유량 $Q(x,t)$ 가 실제 시스템에서는 유용한 경우가 많다. 독립변수는 파이프에 따른 거리 x 와 시간 t 가 될 것이다.

a) 운동방정식

먼저 그림 5.10에서 유동단면적이 A , 두께 δx 인 미요소가 있다. 여기서 압력과 요소의 자중과 전단력으로 구성되는 외력의 합은 요소의 입출구에서의 운동량의 변화와 같으므로 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$PA - [PA + (PA)_x \delta x] + (P + P_x \frac{\delta x}{2}) A_x \delta x - \rho_0 x D \delta x - \gamma A \delta x \sin \alpha = \rho A \delta x \frac{dV}{dt}$$

여기서, $(\delta x)^2$ 이상의 고차항을 무시하고 정리하면 다음과 같다.

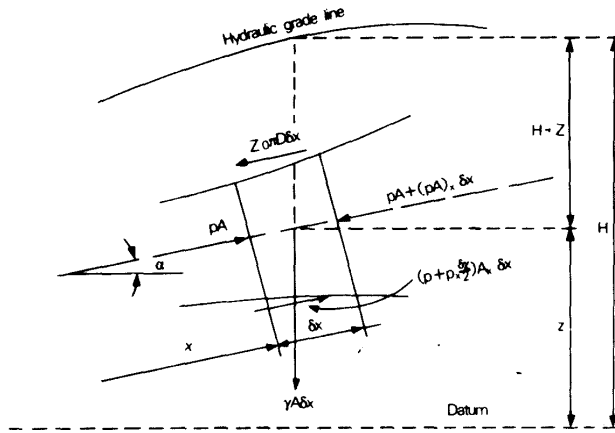


그림 5.10 운동방정식의 유도를 위한 자유물체도

$$P_x A + \tau_0 \pi D + \rho g A \sin \alpha + \rho A \frac{dV}{dt} = 0 \quad (5.1)$$

과도현상의 해석에서는 전단력 τ_0 는 정상 유동에서의 전단력과 같다고 보아 Darcy-Weisbach의 마찰저항계수 f 를 이용하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\tau_0 = \frac{fV|V|}{8} \quad (5.2)$$

식(5.1)의 가속도항 V 는

$$\frac{dV}{dt} = V \frac{dV}{dx} + \frac{dV}{dt} \quad (5.3)$$

으로 나타나므로 식(5.2)와 식(5.3)을 식(5.1)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{P_x}{\rho} + V \frac{dV}{dx} + \frac{dV}{dt} + g \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.4)$$

위 식은 파이프의 단면적이 변하더라도 성립한다. Z 를 파이프의 위치라고 하면,

$P = \rho g(H - Z)$ 이므로

$$P_x = \rho g(H_x - Z_x) = \rho g(H_x - \sin \alpha) \quad (5.5)$$

이고, ρ 를 H 와 Z 에 비해 극부적으로 상수로 보면 유체가 액체인 경우 식(5.4)는 다음과 같이 된다.

$$g H_x + V \frac{dV}{dx} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.6)$$

b) 연속방정식

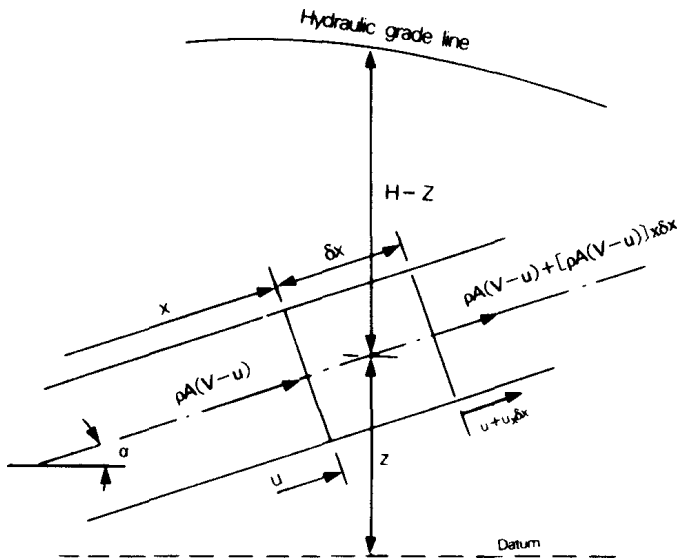


그림 5.11 연속방정식이 적용되는 검사체적

한편 그림 5.11의 요소에 연속정리를 적용하면 검사체적내의 질량의 변화율은 검사표면에서 질량유입률의 합과 같다.

$$- [\rho A (V - u)]_x \delta x = \frac{D'}{Dt} (\rho A \delta x) \quad (5.7)$$

여기서,

$$\frac{D'}{Dt} = u \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad \frac{D'}{Dt} \delta x = u_x \delta x \quad (5.8)$$

이므로 식(5.7)을 정리하면 다음과 같다.

$$(\rho A V)_x + (\rho A)_t = 0 \quad (5.9)$$

이는 $\rho A V_x + V (\rho A)_x + (\rho A)_t = 0$

로 되므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{\rho A} \frac{D}{Dt} (\rho A) + V_x = 0 \quad (5.10)$$

여기서,

$$\frac{D}{Dt} = V \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t} \quad (5.11)$$

식(5.10)을 간단히 나타내면 아래와 같다.

$$\frac{\dot{A}}{A} + \frac{\dot{\rho}}{\rho} + V_x = 0 \quad (5.12)$$

유체의 체적탄성계수 K 의 정의에 의해서

$$\frac{\dot{\rho}}{\rho} = \frac{\dot{P}}{K} \quad (5.13)$$

이다. 파이프의 직경을 D , 두께를 e 라 하고, 파이프 벽의 Poisson계수를 무시하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{\dot{A}}{A} = \frac{\dot{P}}{2eE} \frac{D}{2} \frac{D}{A} = \frac{\dot{P}}{eE} \frac{D}{A} \quad (5.14)$$

여기서, E 는 파이프의 Young's modulus이다. 식(5.13)과 식(5.14)를 식(5.12)에 대입하면 연속방정식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{\dot{P}}{\rho} + a^2 V_x = 0 \quad (5.15)$$

여기서,

$$a^2 = \frac{K/\rho}{1 + [(K/E)(D/e)]} \quad (5.16)$$

으로 탄성파이프 내의 압력과 전파속도이다. 여기서, 압력 P 대신 H 를 이용하면,

$$\dot{P} = \rho g (\dot{H} - \dot{Z}) = \rho g (V H_x + H_t - V Z_x - Z_t) \quad (5.17)$$

이므로 식(5.15)는 다음으로 나타낸다.

$$V H_x + H_t - V \sin \alpha + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \quad (5.18)$$

2) 특성곡선법에 의한 해석방법

식(5.6)과 식(5.18)에서 $V \ll a$ 라는 가정하에 보통 대류항은 무시하는 경우가 많다. 또, 식(5.18)에서 $V \sin \alpha$ 도 무시하면 운동방정식과 연속방정식은 다음과 같이 간단히 나타낸다.

$$L_1 = g H_x + V_t + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad (5.19)$$

$$L_2 = H_t + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \quad (5.20)$$

위 방정식은 적당한 경계조건과 초기조건이 주어지면 해를 구할 수 있다. 최근에는 컴퓨터가 많이 보급되어 있기 때문에 수치해석에 의한 해를 구하게 되며 이때 특성곡선법(Characteristic method)을 많이 사용한다. 식(5.19)와 식(5.20)에서 미지변수 λ 를 도입하면 다음식이 성립한다.

$$\begin{aligned} L &= L_1 + \lambda L_2 \\ &= \lambda \left[\frac{g}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} \right] + \left[\lambda \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} \right] + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \end{aligned} \quad (5.21)$$

임의의 두가지 λ 에 대하여 위 식은 식(5.19)와 식(5.20)과 동일하게 된다. 따라서 λ 를 적당히 잘 선택하면 식(5.21)은 무척 간단히 나타나게 된다. 만약 x 를 t 의 함수라고 생각하면

$$\frac{dH}{dt} = H_x \frac{dx}{dt} + H_t, \quad \frac{dV}{dt} = V_x \frac{dx}{dt} + V_t \quad (5.22)$$

가 된다. 이때

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g}{\lambda} = \frac{\lambda a^2}{g} \quad (5.23)$$

이 되도록 λ 를 택하면 식(5.21)은 다음과 같은 상미분 방정식이 된다.

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.24)$$

이때

$$\lambda = \pm \frac{g}{a}, \quad \frac{dx}{dt} = \pm a \quad (5.25)$$

가 된다. 이는 속도 a 로 움직이는 파형의 시간에 따른 위치의 변화를 나타낸다. λ 가 양수이면 식(5.24)에서도 양수를 사용해야하고 음수이면 음수를 사용해야 한다. 그러면 식(5.19)와 식(5.20)의 편미분 방정식은 다음과 같이 C^+ 와 C^- 로 나타나는 두 그룹의 네 개의 상미분방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} C^+ \quad (5.26)$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} C^- \quad (5.27)$$

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.28)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (5.29)$$

그림 5.12에서 C^+ 와 C^- 에 해당하는 곡선을 보였고 이를 특성곡선이라고 한다. 구간에서 a 가 상수이면 이들은 직선이 된다.

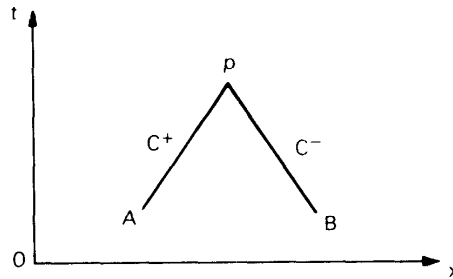


그림 5.12 x-t평면에서 특성곡선

3) 유한차분 방정식

파이프를 등간격 Δx 로 분할하여 분할된 위치에서 미지수를 유한 차분법으로 해석하게 된다. 이때 $\Delta t = \Delta x/a$ 로 하면, 그림 5.13에서 C^+ 를 따라서 식(5.27)은 자동적으로 만족이 된다. 이때 미지수 V 와 H 를 A점에서 알고 있다면 식(5.26)은 AP선상에서 적분되어야 한다. 한편 C^- , BP를 따라서 식(5.29)가 만족이 되므로 식(5.28)은 BP를 따라서 적분되어야 한다. 먼저 식(5.26)의 양변을 $(a/g)dt = dx/g$ 를 곱하고 파이프의 단면적 A 를 도입하여 평균속도 V 대신 유량 Q 를 사용한 후 식을 적분하면 다음과 같이 된다.

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{gA} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{f}{2gDA^2} \int_{x_A}^{x_P} Q|Q|dx = 0 \quad (5.30)$$

x 에 따른 Q 의 변화를 모르기 때문에 개략적으로 처리해야 한다. 제일 간단히 A점에서의 Q 를 AP구간에서 사용하면 된다. 한편 C^- 특성곡선 BP를 따라서도 같은 방법으로 적분하면 식(5.26)과 식(5.28)은 다음과 같이 A, B, P 점에서의 미지수 H , Q 의 값으로 나타낼 수 있다.

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0 \quad (5.31)$$

$$H_p - H_B - \frac{a}{gA} (Q_p - Q_B) + \frac{f\Delta x}{2gDA^2} Q_B |Q_B| = 0 \quad (5.32)$$

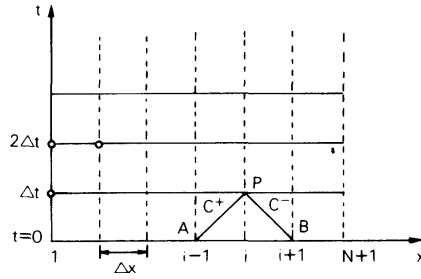


그림 5.13 단관에서 x-t Grid

위 식은 파이프 내에서 압력과 유량의 과도현상을 나타내는 대수식으로 H_p 에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$C^+ : H_p = H_A - B(Q_p - Q_A) - R Q_A |Q_A| \quad (5.33)$$

$$C^- : H_p = H_B + B(Q_p - Q_B) + R Q_B |Q_B| \quad (5.34)$$

여기서,

$$B = a/gA, \quad R = f\Delta x / (2gDA^2)$$

초기조건, 즉 $t=0$ 일 때 전구간에서 H 와 Q 는 정상상태의 값이 된다. 따라서 A , B 와 같은 모든점에서 H 와 Q 를 알고 있다면 $t=\Delta t$ 일 때 H 와 Q 를 계산할 수 있다.

식(5.33)과 식(5.34)를 간단히 나타내면 다음과 같다.

$$C^+ : H_{\text{pi}} = C_p - B Q_{\text{pi}} \quad (5.35)$$

$$C^- : H_{\text{pi}} = C_M + B Q_{\text{pi}} \quad (5.36)$$

여기서,

$$C_p = H_{i-1} + B Q_{i-1} - R Q_{i-1} |Q_{i-1}| \quad (5.37)$$

$$C_M = H_{i+1} + B Q_{i+1} - R Q_{i+1} |Q_{i+1}| \quad (5.38)$$

$$\text{따라서, } H_{\text{pi}} = 1/2 (C_p + C_M) \quad (5.39)$$

이 되며 Q_{pi} 와 H_{pi} 를 식(5.35) 또는 식(5.36)에 대입하면 얻어진다.

4) 경계조건

파이프의 양끝에서는 식(5.35)와 식(5.36)중 한 개만 성립하고 미지수는 Q 와 H 이다. 그림 5.14의 상류 끝에서는 C^- 특성만 성립하고 하류끝에서는 C^+ 특성만 성립한다. 따라서, 경계조건이 필요하게 된다. 경계조건으로는 Q 또는 H 가 주어지게 되고 경우에 따라서는 Q 와 H 의 관계식으로 나타난다. 이를 통하여 경계조건에 영향이 과도현상에 영향을 미치게 된다. 먼저 간단한 예로 상류끝이 그냥 수조에 연결되어 있다면 H 가 일정하게 유지될 것이다. 이를 H_R 이라면 $H_{p1} = H_R$ 이 된다. 수조의 수위가 시간의 함수가 되는 경우도 있겠다. 그러면 H_{p1} 이 주어지므로 식(5.36)에서

$$Q_{p1} = (H_{p1} - C_M)/B \quad (5.40)$$

이 될 것이다. 이와는 달리 끝에서 유량 Q 가 일정 또는 시간의 함수가 되는 경우가 있다. 이를 Q_{p1} 이라면 식(5.36)에서 H_{p1} 을 계산할 수 있게 된다. 만약 경계에 유량-수두를 특성 곡선이 주어져 있는 펌프가 부착되어 있다면 특성곡선을 표로 컴퓨터에 입력시키면 된다. 경우에 따라서는 다음과 같이 간단한 식으로 나타낼 수 있다.

$$H_{p1} = H_S + Q_{p1}(a_1 + a_2 Q_{p1}) \quad (5.41)$$

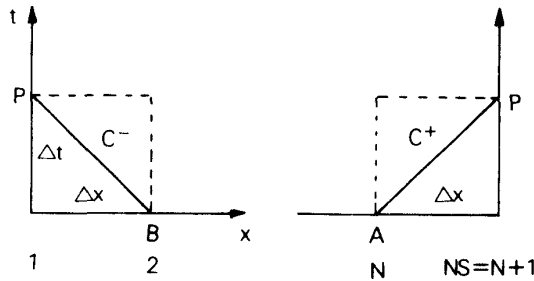


그림 5.14 경계에서 특성곡선

여기서 H_S 는 펌프의 체절수두이고 특성곡선은 Q 의 2차식으로 나타낸 것이다. 식(5.41)은 식(5.36)과 연립하여 풀면

$$Q_{p1} = \frac{1}{2a_2} [B - a_1 - \sqrt{(B - a_1)^2 + 4a_2(C_M - H_S)}] \quad (5.42)$$

이 된다. Q_{p1} 을 계산한 후 식(5.36)에서 H_{p1} 을 계산하면 된다. 흔히 파이프의 하류에

밸브가 부착되는 경우가 많다. 밸브는 정상상태인 경우 오리피스와 특성과 같아서 다음과 같이 특성을 나타낼 수 있다.

$$Q_0 = (C_d A_G)_0 \sqrt{2g H_0} \quad (5.43)$$

여기서 Q_0 , H_0 는 정상상태의 값이고 C_d 는 유량계수, A_G 는 밸브의 개도이다. 일반적으로 밸브의 개도에 따라서

$$Q_p = C_d A_G \sqrt{2g \Delta H} \quad (5.44)$$

이다. 여기서 ΔH 는 밸브를 통한 수두손실이다. 이때 밸브의 개도를 무차원 파라미터 τ 로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_p = \frac{Q_0}{\sqrt{H_0}} \tau \sqrt{\Delta H} \quad (5.45)$$

여기서,

$$\tau = \frac{C_d A_G}{(C_d A_G)_0} \quad (5.46)$$

하류끝점을 NS라하면 식(5.45)와 식(5.35)로부터 유량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_{pNS} = -B C_V + \sqrt{(B C_V)^2 + 2 C_V C_P} \quad (5.47)$$

여기서, $C_V = (Q_0 \tau)^2 / 2 H_0$ 이고 H_{pNS} 는 식(5.35)에서 계산된다.

5) 복잡한 시스템

만약 굽기가 다른 파이프가 직렬, 병렬 또는 망상으로 구성되어 있다든지 파이프 시스템 사이에 어떤 특수한 장치가 있을 때는 해석이 복잡하여진다. 이때는 단일 파이프를 서로 독립적으로 해석해야 하며 파이프와 파이프 사이에서 적당한 경계조건이 성립되어야 한다.

간단한 예로 서로 다른 파이프가 직렬로 그림 5.15와 같이 연결되어 있다면 가장 간단한 연결점에서 유량과 수두가 같게 되어야 한다. 따라서,

$$Q_{P1,NS} = Q_{P2,1} \quad H_{P1,NS} = H_{P2,1} \quad (5.48)$$

이 된다. 그러므로 식(5.35)와 식(5.36)으로부터 유량은 다음과 같이 구해진다.

$$Q_{P2,1} = \frac{C_{P1} - C_{M2}}{B_1 + B_2} \quad (5.49)$$

복잡한 파이프 시스템일 때 모든 파이프에서 시간의 증분 Δt 를 같게할 필요가 있다. 이때 Δt 와 J 번째 파이프의 분할갯수 N_J 의 선택에 조심해야 한다. 보통 때 파이프에서

$$\Delta t = \frac{L_J}{a_J N_J} \quad (5.50)$$

이 되고, N_J 는 정수가 되도록 Δt 와 N_J 를 선택하여야 된다. 그러나 대부분 복잡한 시스템에서 완벽하게 위 조건을 만족시킬 수 없다. 따라서 보통 파의 전파속도 a_J 를 약간 조절하여 Δt 와 N_J 를 선택한다.

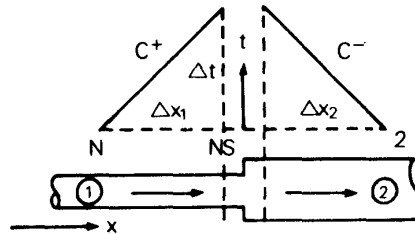


그림 5.15 직렬 연결부

그림 5.16과 같이 파이프 사이에 밸브가 부착되어 있는 경우에는 정상상태로 가정하고 오리피스 관계식을 이용한다. 이때 오리피스내의 관성력의 효과는 무시한다. 만약 유동이 파이프 1에서 2로 진행된다면 다음관계가 성립한다.

$$Q_{P2,1} = Q_{P1,NS} = \frac{Q_0 \varepsilon}{\sqrt{H_0}} \sqrt{H_{P1,NS} - H_{P2,1}} \quad (5.51)$$

여기서 H_0 는 $\tau=1$, 정상상태일 때 유량 Q_0 에 대한 수두 손실이다. 이를 파이프 1에 대한 식(5.36)과 파이프 2에 대한 식(5.35)를 사용하여 계산하면 다음과 같이 된다.

$$Q_{P1,NS} = -C_V (B_1 + B_2) + \sqrt{C_V^2 (B_1 + B_2)^2 + 2 C_V (C_{P1} - C_{M2})} \quad (5.52)$$

여기서 $C_V = Q_0^2 \varepsilon^2 / 2 H_0$ 이다. 유동이 반대방향으로 역류하는 경우에는

$$Q_{P2,1} = Q_{P1,NS} = -\frac{\sqrt{Q_0 t}}{\sqrt{H_0}} \sqrt{H_{P2,1} - H_{P1,NS}} \quad (5.53)$$

이 되고, 같은 방향으로 계산하면 다음과 같이 된다.

$$Q_{P1,NS} = C_V (B_1 + B_2) - \sqrt{C_V^2 (B_1 + B_2)^2 - 2 C_V (C_{P1} - C_{M2})} \quad (5.54)$$

만약 파이프내 유동의 운동에너지나 부차적 손실이 중요한 경우에는 그림 5.17에서와 같이 이를 고려한 경계조건을 사용해야 한다. 파이프의 입구에서의 부차적 손실계수를 K라고 하면 에너지 방정식으로부터

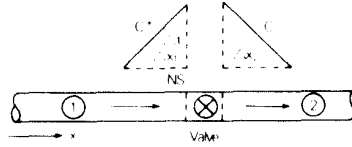


그림 5.16 파이프 사이의 밸브

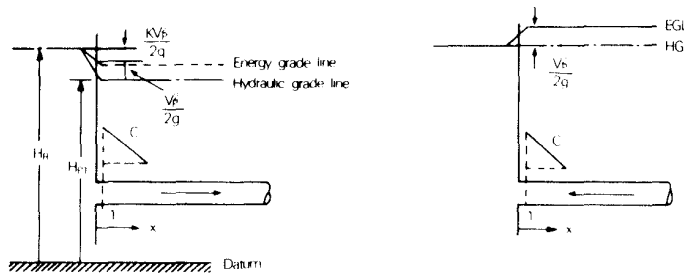


그림 5.17 부차적 손실과 운동 에너지

$$H_R = H_{P1} + (1 + K) \frac{Q_{P1}^2}{2gA^2} \quad (5.55)$$

이 된다. 이를 식(5.36)과 같이 연립으로 풀면된다. 만약 유동이 역류를 하는 경우의 운동에너지는 모두 손실되기 때문에

$$H_{P1} = H_R \quad (5.56)$$

로 하면 된다.

6) 내삽법을 이용한 특성곡선법

3)절에서는 식(5.6)과 식(5.18)을 간단히 한 후 특성 곡선법을 적용 시켰으나 일반적인 경우나 파이프 시스템이 복잡해지면 내삽법을 이용해야 한다. 따라서, 식(5.6)과 식(5.18)에 λ 를 도입하면

$$L_1 + \lambda L_2 = \lambda \left[H_x \left(V + \frac{g}{\lambda} \right) + H_t \right] + \left[V_x \left(V + \frac{a^2}{g} \right) + V_t \right] - \lambda V \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.57)$$

여기서,

$$\frac{dx}{dt} = V + \frac{g}{\lambda} = V + \frac{a^2}{g} \lambda \quad (5.58)$$

로 하면 식(5.57)은 다음과 같은 상미분 방정식이 된다.

$$\lambda \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \lambda V \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5.59)$$

이때 λ 를 $\pm g/a$ 로 택하면

$$\frac{dx}{dt} = V \pm a \quad (5.60)$$

가 된다. 그러면 식(5.59)와 식(5.60)에서 다음 네 개의 특성방정식을 얻게 된다.

$$\left. \begin{aligned} \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} V \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} &= 0 \\ \frac{dx}{dt} &= V + a \end{aligned} \right\} + \quad (5.61)$$

$$\quad (5.62)$$

$$\left. \begin{aligned} -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} V \sin \alpha + \frac{fV|V|}{2D} &= 0 \\ \frac{dx}{dt} &= V - a \end{aligned} \right\} - \quad (5.63)$$

$$\quad (5.64)$$

전절에서와 같은 방법으로 식(5.61) 식(5.64)를 유한 차분법으로 나타낼수 있다. 그림 5.18에서와 같이 이번 경우에는 Δx 와 Δt 를 항상 식(5.62)와 식(5.64)를 자동적으로 만족되도록 선택할 수 없기 때문에 특별한 고려가 필요하다. 따라서 식(5.61) 식(5.64)를 dt 로 곱하여 유한차분 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$H_P - H_R + \frac{a_R}{gA} (Q_P - Q_R) - \frac{Q_R(t_P - t_R)}{A} \sin \alpha + \frac{a_R f}{2gDA^2} Q_R |Q_R| (t_P - t_R) = 0 \quad (5.65)$$

$$x_P - x_R = (V_R + a_R)(t_P - t_R) \quad (5.66)$$

$$H_P - H_S - \frac{a_S}{gA} (Q_P - Q_S) - \frac{Q_S(t_P - t_S)}{A} \sin \alpha - \frac{a_S f}{2gDA^2} Q_S |Q_S| (t_P - t_S) = 0 \quad (5.67)$$

$$x_P - x_S = (V_S - a_S)(t_P - t_S) \quad (5.68)$$

위네개 방정식은 미지수 x_P, t_P, H_P, Q_P 에 대한 연립방정식으로 쉽게 답을 계산할

수 있다. 주어진 시간의 증분에 대하여 A, B, C 점에 대하여 H와 Q를 알고 있으므로 그림 5.18의 R과 S점에서의 H와 Q를 내삽법으로 계산하면 P점에서 답을 구할수 있다. 그림 5.18에서 선형적 내삽법을 사용하면 다음과 같다.

$$\frac{x_C - x_R}{x_C - x_A} = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} \quad (5.69)$$

식(5.66)과 $x_P = x_C$, $x_C - x_A = \Delta x$ 이므로

$$Q_R = \frac{Q_C - \xi_R(Q_C - Q_A)}{1 + \frac{\theta}{A}(Q_C - Q_A)} \quad (5.70)$$

이 되고, 같은 방법으로 Q_S, H_R, H_S 는 다음과 같다.

$$Q_S = \frac{Q_C - \xi_S(Q_C - Q_B)}{1 - \frac{\theta}{A}(Q_C - Q_B)} \quad (5.71)$$

$$H_R = H_C - \left(\frac{Q_R \theta}{A} + \xi_R \right) (H_C - H_A) \quad (5.72)$$

$$H_S = H_C + \left(\frac{Q_S \theta}{A} - \xi_S \right) (H_C - H_B) \quad (5.73)$$

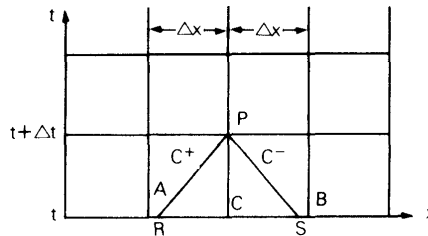


그림 5.18 지정된 시간의 간격법

여기서 $\theta = \frac{\Delta t}{\Delta x}$, $\xi = \frac{\Delta t}{\Delta x} a = \theta a$ 이다. 따라서 식(5.65), 식(5.67), 식(5.70) 식(5.73)으로부터 Q_P 와 H_P 를 계산한다. 이때 식(5.65)와 식(5.67)을 식(5.35) 및 식(5.36)의 형태로 나타내면 계수는 아래와 같이 된다.

$$C_P = H_R + Q_R \left(B_R + \frac{\Delta t}{A} \sin \alpha - \frac{a_R f \Delta t}{2gDA^2} |Q_R| \right) \quad (5.74)$$

$$C_M = H_S - Q_S \left(B_S - \frac{\Delta t}{A} \sin \alpha - \frac{a_S f \Delta t}{2gDA^2} |Q_S| \right) \quad (5.75)$$

여기서 주의해야 할 점은 수치해석의 안정성을 위해 다음의 Courant조건이 만족 되어야 한다.

$$\Delta t(V+a) \leq \Delta x \quad (5.76)$$

원래 편미분 방정식에서 대류항 $V \frac{\partial}{\partial x}$ 와 $V \frac{\partial}{\partial y}$ 는 특성곡선의 기울기를 $V \pm a$ 로 변하게 하였다. 그러나, 대부분의 경우 $V \ll a$ 이므로 이들을 무시하면 특성곡선의 기울기는 $\pm a$ 가 되고 내삽법에 의한 관계식도 다음과 같이 간단히 된다.

$$Q_R = Q_C - \xi_R (Q_C - Q_A) \quad (5.77)$$

$$Q_S = Q_C - \xi_S (Q_C - Q_B) \quad (5.78)$$

$$H_R = H_C - \xi_R (H_C - H_A) \quad (5.79)$$

$$H_S = H_C - \xi_S (H_C - H_B) \quad (5.80)$$

4.3 펌프 및 수충격완화장치

펌프장이나 펌프가 이용되는 플랜트 등에서 펌프의 시동, 정지, 밸브에 의한 유량의 조정, 사고나 정전에 의한 비정상적 작동시 일어나는 수충격작용은 매우 빈번히 발생하는 문제이다. 이러한 경우 과도한 수충격을 피하기 위하여 공기챔버나 서어지 탱크 등을 설계, 설치해야 한다. 펌프와 관련된 수충격작용 또는 과도현상에는 네 개의 특성치가 중요하다. 즉 수두 H , 유량 Q , 토크 T 및 회전수 N 이 되며 여기서 두가지 양이 독립적으로 변한다고 생각한다. 보통 해석과정에서 두 가지 기본적 가정을 한다.

- 과도 운전시 펌프의 특성은 정상상태의 펌프 성능특성이 유지된다.
- 상사법칙이 성립한다.

펌프의 크기를 D 로 나타낼 수 있는 기하학적으로 상사인 펌프에서 운전조건이 상사인 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{H_1}{(N_1 D_1)^2} = \frac{H_2}{(N_2 D_2)^2}, \quad \frac{Q_1}{N_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{N_2 D_2^3} \quad (5.81)$$

특정의 펌프인 경우에는 $D_1 = D_2$ 이고, 효율은 같다고 가정하면 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\frac{H_1}{N_1^2} = \frac{H_2}{N_2^2}, \frac{Q_1}{N_1} = \frac{Q_2}{N_2}, \frac{T_1 N_1}{Q_1 H_1} = \frac{T_2 N_2}{Q_2 H_2} \quad (5.82)$$

식(5.82)에서 다음과 같이 나타낼 수도 있다.

$$\frac{T_1}{N_1^2} = \frac{T_2}{N_2^2}, \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2}, \frac{T_1}{Q_1^2} = \frac{T_2}{Q_2^2} \quad (5.83)$$

이를 무차원수로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$h = \frac{H}{H_R}, \beta = \frac{T}{T_R}, v = \frac{Q}{Q_R}, \alpha = \frac{N}{N_R} \quad (5.84)$$

여기서, R 은 최대 효율점에서 H, T, Q, N의 값을 나타낸다. 펌프의 상사관계식을 무차원 변수로 나타내면

$$\frac{h}{\alpha^2} \text{ vs. } \frac{v}{\alpha}, \quad \frac{\beta}{\alpha^2} \text{ vs. } \frac{v}{\alpha}, \quad \frac{h}{v^2} \text{ vs. } \frac{\alpha}{v}, \quad \frac{\beta}{v^2} \text{ vs. } \frac{\alpha}{v} \quad (5.85)$$

$$\frac{h}{\alpha^2 + v^2} \text{ vs. } \tan^{-1} \frac{v}{\alpha}, \quad \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \text{ vs. } \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (5.86)$$

α 와 v 는 모두 양수 또는 음수가 될 수 있으며 이에 대한 운전상태의 분류를 그림 5.19에 하였다. 다음과 같이 WH(x)와 WB(x)로 나타내면 더욱 편리하고 특성곡선을 그림 5.19에 나타내었다.

$$WH(x) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}, \quad WB(x) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}, \quad x = \alpha + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (5.87)$$

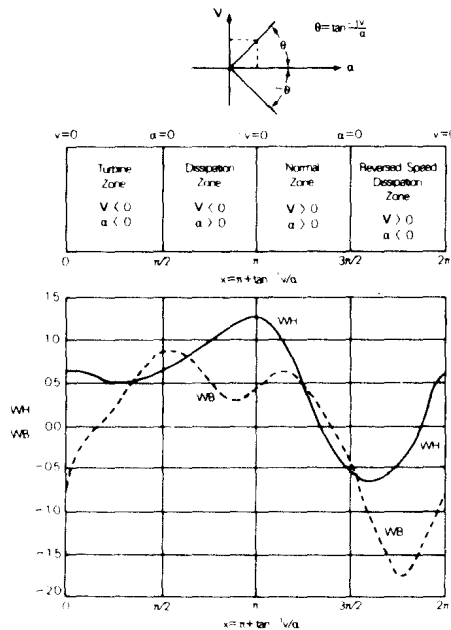


그림 5.19 완전한 펌프 특성

a) 펌프의 과도현상

먼저 간단히 그림 5.20과 같이 파이프 사이에 펌프가 작동되고 있을 때를 생각해 보자. 이때 펌프와 함께 부착된 밸브를 통한 수두의 평형을 고려하면

$$H_s + H_{R_h} - h_\ell = H_p \quad (5.88)$$

가 된다. 여기서 H_{R_h} 는 펌프의 전수두(양정)이고 h_ℓ 은 밸브를 통한 손실수두이다. 이들은 다음식으로 주어진다.

$$H_{R_h} = H_R (\alpha^2 + v^2) WH(x) \quad (5.89)$$

$$h_\ell = \frac{\Delta H v |v|}{\epsilon} \quad (5.90)$$

여기서, τ 는 t 의 함수로 주어지고 ΔH 는 유량 Q_R 일 때 수두손실이다. 한편, 펌프의 회전속도의 변화는

$$T = - \frac{W R_g^2}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (5.91)$$

로 주어진다. 여기서 W 는 유체를 포함한 회전부분의 중량이고 R_g 는 회전관성 반경이다. 한편, T_o 와 T_p 를 Δt 의 전후에서의 토오크라면

$$\omega = N_R \frac{2\pi}{60} \alpha, \quad \beta_o = \frac{T_p}{T_R}, \quad \beta = \frac{T_p}{T_R} \quad (5.92)$$

이므로 식(5.92)와 식(5.91)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\beta = \frac{W R_g^2}{g} \frac{N_R}{T_R} \frac{\pi}{15} \frac{(\alpha_o - \alpha)}{\Delta t} - \beta_o \quad (5.93)$$

여기서, α_o 는 Δt 시작단계에서의 무차원 회전속도이다.

이를 다시 정리하면

$$C_{31} = \frac{W R_g^2}{g} \frac{N_R}{T_R} \frac{\pi}{15 \Delta t} \quad (5.94)$$

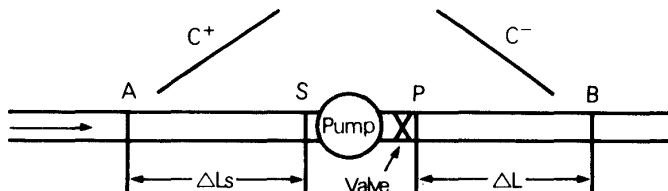


그림 5.20 파이프 라인에서 펌프와 토출 밸브

$$\beta + \beta_0 - C_{31}(\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (5.95)$$

가 된다. 한편,

$$\frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} = WB(x) \quad (5.96)$$

이므로 이를 식 (5.95)에 대입하여 β 를 소거하면

$$(\alpha^2 + v^2)WB(x) + \beta_0 - C_{31}(\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (5.97)$$

이 된다. 따라서 미지수 $H_s, H_p, h, \alpha, v, \beta, h_\ell$ 에 대하여 식 (5.35), (5.36), (5.88), (5.89), (5.90), (5.96), (5.97)을 연립으로 풀어야 한다.

b) 서어지탱크

과대 또는 과소한 압력의 변화를 막기 위해서 흔히 서어지탱크를 이용한다. 압력이 높을 때는 파이프에서 유체를 받아들여 잠정적으로 보관하다가 압력이 낮을 때는 다시 유체를 파이프로 보내게 된다. 그림 5.21에서와 같은 한방향 서어지탱크를 흔히 사용한다. 이 경우에는 주로 파이프의 압력이 떨어져서 기포가 생성되지 못하도록 함이 주목적이다. 이에 관한 과도현상을 해석하기 위해서는 역시 C^+, C^- 특성방정식과 연속방정식, 에너지방정식이 성립되도록 해야 한다. 이들은 다음과 같이 정리된다.

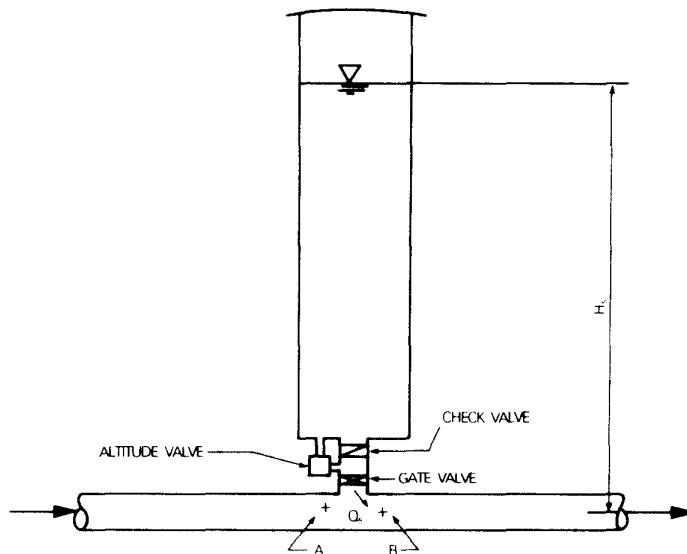


그림 5.21 한방향 서어지 탱크의 도식적 그림

$$C^+ : V_{PA} = C_3 - C_4 H_P \quad (5.98)$$

$$C^- : V_{PB} = C_1 + C_2 H_P \quad (5.99)$$

$$\text{연속방정식: } V_{PA} A_A + Q_S = V_{PB} A_B \quad (5.100)$$

$$\text{에너지방정식: } Q_S = C_0 A_n \sqrt{2g(H_S + Z_{AB} - H_P)} \quad (5.101)$$

여기서 A_n 은 Orifice의 단면적, H_S 는 파이프로부터 Surge Tank의 수면 높이이다. Time Step처음과 끝의 수면높이 관계식은 다음과 같이 나타낸다.

$$H_S(t + \Delta t) = H_S(t) - \frac{\Delta t}{A_S} Q_S(t) \quad (5.102)$$

여기서, A_S 는 Surge Tank의 단면적, $Q_S(t)$ 는 시간초기의 유량이다. Q_S 에 대해서 식(5.98) 식(5.101)을 연립해 풀면 Q_S 는 다음과 같이 된다.

$$Q_S = 0.5 C_5 \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{4 C_6}{C_5^2}} \right) \quad (5.103)$$

$$\text{여기서, } C_5 = \frac{2g C_0^2 A_n^2}{C_2 A_B + C_4 A_A}$$

$$C_6 = C_5 [C_1 A_B - C_3 A_A + (C_2 A_B + C_4 A_A)(H_S + Z_{AB})]$$

이다. $C_6 < 0$ 이면, $Q_S = 0$ 이라 놓는다. 즉, Check Value가 닫히는 순간이 된다.

c) 공기챔버

서어지탱크와 함께 공기챔버가 간단하고 경제적이기 때문에 많이 사용된다. 공기챔버는 서어지탱크의 윗쪽에 가압된 공기가 있게 된다. 주목적은 역시 파이프 내의 압력이 급격히 떨어져 기포가 생기지 않도록 함이겠으나, 압력이 급격히 증가하는 것도 효과적으로 억제해준다. 공기챔버의 전체크기는 충분히 커서 파이프의 압력이 떨어질 때 충분한 양의 유체를 파이프에 공급해 주어야 한다. 한편, 초기 상태의 공기의 양이 부족하면 압력 강하율이 지나치게 커서 챔버의 역할을 못하게 된다. 한편, 압력서어지를 줄이기 위해서 파이프에서 챔버로 유입되는 저항손실을 크게 하여야 효과적이다. 공기챔버는 보통 펌프의 직후에 설치하는 경우가 많으므로 이 경우를 예로 들자. 펌프는 병렬로 N_{PU} 개가 작동되고 있다고 본다. 이러한 경우 지배방정식은 다음과 같다.

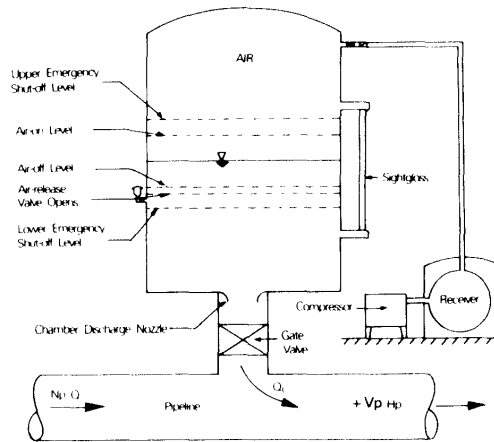


그림 5.22 공기챔버와 그 주변장치의 도식적 그림

$$C^- : V_P = C_1 + C_2 H_P \quad (5.104)$$

$$\text{연속방정식} : N_{PU}Q + Q_C = V_P A \quad (5.105)$$

$$\text{에너지방정식(펌프)} : H_{\text{sump}} + H_{\text{pump}} = H_P \quad (5.106)$$

$$\text{에너지방정식(챔버)} : Q_C = C_0 A_n \sqrt{2g(H_T - H_P)} \quad (5.107)$$

$$\text{펌프} : H_{\text{PUMP}} = N^2 N_{st} \left(C_7 \frac{Q}{N} + C_8 \right) \quad (5.108)$$

여기서, H_T 는 챔버내의 수두, A_n 은 노즐의 단면적, Q_C 는 챔버로부터 나오는 유량, H_{sump} 는 흡입수조의 수위이다. 챔버내의 공기는 Polytronic과정을 따른다고 보아 다음과 같다.

$$\frac{P}{\gamma^\eta} = \frac{P_0}{\gamma_0^\eta} \quad (5.109)$$

여기서, P_0 , γ_0 는 공기의 초기 절대압력, 비중량 η 는 Polytronic 계수이다. H_{atm} 를 대기 압력이라면 윗식은 다음과 같이 된다.

$$\frac{(H_T + H_{\text{atm}} - Z_P) \gamma_{\text{H}_2\text{O}}}{\gamma^\eta} = \frac{(H_{T0} + H_{\text{atm}} - Z_P) \gamma_{\text{H}_2\text{O}}}{\gamma_0^\eta} \quad (5.110)$$

초기공기체적을 C_{T0} , 시간이 지난후의 공기 체적을 C_T 라 하면

$$H_T = Z_P - H_{\text{atm}} + (H_{T0} - Z_P + H_{\text{atm}}) \left(\frac{C_{T0}}{C_T} \right)^\eta \quad (5.111)$$

이 되고, 공기체적 관계식은 다음으로 된다.

$$C_T(t + \Delta t) = C_T(t) + \Delta t Q_C(t)$$

Q_C 에 대해서 식(5.104) 식(5.105)을 연립해 풀면 다음으로 주어진다.

$$Q_C = 0.5 C_5 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4 C_6}{C_5^2}}\right) \quad (5.112)$$

여기서, $C_5 = \frac{2g C_0^2 A_n^2 N N_{st} C_7}{N_{pu} - N N_{st} A C_7 C_2}$

$$C_6 = 2g C_0^2 A_n^2 \left[-H_T + \frac{H_S + \frac{N N_{st}}{N_{pu}} (C_1 C_7 A + N N_{pu} C_8)}{1 - \frac{N N_{st} A C_2 C_7}{N_{pu}}} \right]$$

식(5.105)와 식(5.112)에서 유량 Q 는 다음식으로 주어진다.

$$Q = \frac{1}{N_{pu}} \left[A C_1 + A C_2 \left(H_T - \frac{Q_C^2}{2g C_0^2 A_n^2} \right) - Q_C \right] \quad (5.113)$$

$Q < 0$ 인 경우에는 펌프에 부착된 Check Value가 닫히므로 $Q=0$ 이라 놓는다. 이 경우에는 Q 가 다음식으로 주어진다.

$$Q_C = 0.5 C_5 \left(-1 + \sqrt{1 + \frac{4 C_6}{C_5^2}} \right) \quad (5.114)$$

$$C_5 = \frac{2g C_0^2 A_n^2}{C_2 A}$$

$$C_6 = 2g C_0^2 A_n^2 \left(H_T + \frac{C_1}{C_2} \right)$$

이다. 일단 Check Value가 닫히면 Check Value는 다시 열리지 않는다. 공기챔버안으로 유체가 역류할 때는 펌프는 더 이상 고려할 필요가 없으므로 다음식만 고려하면 된다.

$$C^- : V_P = C_1 + C_2 H_P \quad (5.115)$$

$$\text{연속방정식} : V_P A = Q_C \quad (5.116)$$

$$\text{에너지방정식(챔버)} : Q_C = -C_i A_n \sqrt{2g(H_P - H_T)} \quad (5.117)$$

여기서, C_i 는 챔버안으로 흘러갈 때의 유량계수이다. Q 에 대해 식(5.115) 식(5.117)까지를 연립해 풀면 다음과 같이 된다.

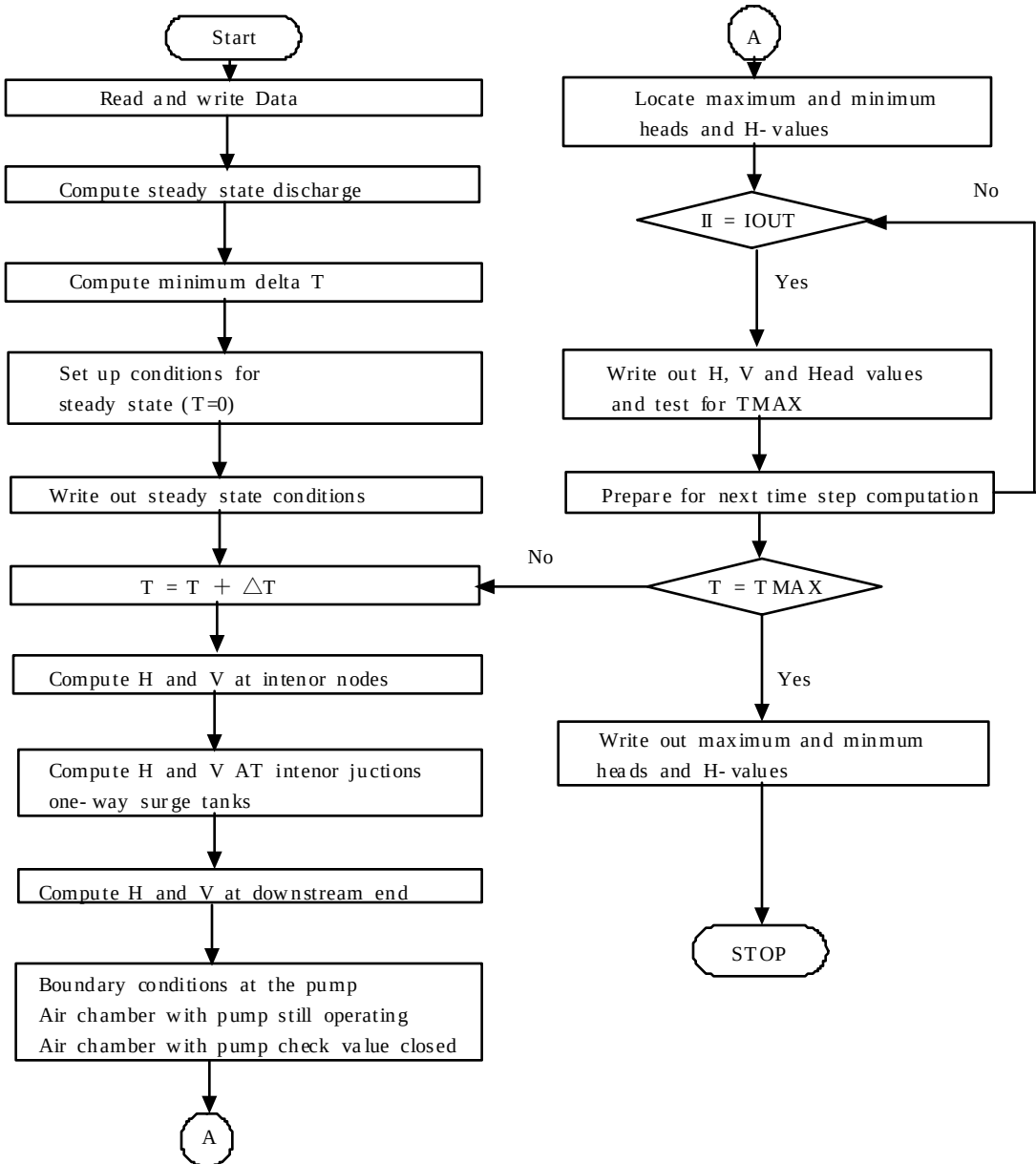
$$Q_C = 0.5 C_5 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4 C_6}{C_5^2}}\right) \quad (5.118)$$

여기서, $C_5 = \frac{2g C_i^2 A_n^2}{A C_2}$

$$C_6 = 2g C_i^2 A_n^2 \left(H_r + \frac{C_1}{C_2} \right)$$

이다.

4.4 수충격현상 해석 프로그램 흐름도



4.5 수충격 현상해석에 필요한 자료

컴퓨터를 이용하여 수충격현상을 해석하려면 다음과 같은 제원을 사전에 구해 둘 필요가 있다.

- 1) 펌프사양—전양저, 토출량, 회전수, 효율 펌프특성곡선
- 2) 운전대수와 운전상태—직렬 또는 최대병렬대수, 최대토출량
- 3) 원동기의 종류—극수, 외피형식, 농형, 권선형, 엔진 등
- 4) 흡토출 수위 또는 흡, 토출말단의 잔류압
- 5) 파이프라인 제원—송수본관의 연장거리, 직경, 두께, 재질, 종단면도, 분지, 합류의 유무 또는 파이프 네트워크 선도 등
- 6) 펌프, 원동기 등 회전체의 관성효과(GD^2)
- 7) 밸브의 종류, 직경, 제어방식 등

4.6 수충격 현상 해석 예

다음은 4.3 절에서 언급한 관로내의 유체 운동방정식 및 연속방정식에 펌프, 밸브류, 저수조 등의 경계조건을 대입하여 컴퓨터를 이용한 특성곡선법에 의한 수충격 현상해석의 일례이다.

(1)BASIC DATA

i) PUMP

PUMP SERVICE	: INTAKE PUMP	
PUMP TYPE	: HDR 400- 540A	
NUMBER INSTALLED	: 8	UNIT S
NUMBER OPERATING	: 6	UNIT S
RATED PUMP CAPACITY	: 31.83	m^3/min
RATED PUMP TOTAL HEAD	: 46	m
RATED SPEED OF ROTATION	: 1160	rpm

ii) MOTOR AND VALUE OF GD^2

MOTOR OUTPUT	: 450	HP
MOTOR VOLTAGE	: 3300	V
MOTOR FREQUENCY	: 60	Hz

NUMBER OF POLES	: 6	P
MOTOR GD ²	: 44	Kg.m ²
PUMP GD ²	: 17.9	Kg.m ²

iii) PIPELINE

DIAMETER	: 1650	mm
VALUE OF K/E	: 0.01087	
WAVE SPEED	: 964	m/sec
LENGTH	: 1256.5	m
FRICTION FACTOR	: 0.0203	
HEAD LOSS	: 1.748	m

(2) CALCULATING RESULTS WITHOUT PREVENTION DEVICES

		DISTANCE	ELEVATION
MINIMUM PRESSURE	: - 10.66 kg/cm ²	0 m	8.17 m
MAXIMUM PRESSURE	: ***** kg/cm ²	***** m	***** m

WATER COLUMN SEPARATION WILL OCCUR. PREVENTION DEVICES ARE NECESSARY. EXTREME PRESSURE LINES ARE SHOWN BELOW(FIG.00).

(3) THE SIMULATION DATA OF PREVENTION DEVICES AGAINST WATER HAMMERING

ADOPTION OF AIR CHAMBER

LOCATION FROM PUMP STATION	: 0	m
INSTALLED ELEVATION	: 8.17	m
TOTAL AIR CHAMBER VOLUME	: 27.27	m ³
INITIAL AIR VOLUME	: 15.00	m ³
POLYTROPIC EXPONENT	: 1.20	
CONNECTING PIPE DIAMETER	: 0.50	m

(4) CALCULATING RESULTS AFTER PREVENTION DEVICES ARE INSTALLED

			DISTANCE	ELEVATION
MINIMUM PRESSURE	: 0.396	kg/cm ²	1256.5 m	42.13 m
MAXIMUM PRESSURE	: 7.259	kg/cm ²	343.3 m	- 2.13 m

OCCURRANCE OF WATER COLUMN SEPARATION IS NOT ANTICIPATED.
EXTREME PRESSURE LINES ARE SHOWN BELOW(FIG.01).

(5) RECOMMENDED PREVENTION DEVICES DATA

ADOPTION OF AIR CHAMBER

NO. INSTALLED	: 2	SETS
LOCATION FROM PUMP STATION	: 0	m
INSTALLED ELEVATION	: 8.17	m
EACH AIR CHAMBER VOLUME	: 15.0	m ³
CONNECTING PIPE DIAMETER	: 0.5	m

ABOVE RECOMMENDED DATA WERE SELECTED CONSIDERING STEADY
STATE FLUCTUATION CONDITIONS AND DESIGN SAFETY FACTORS.

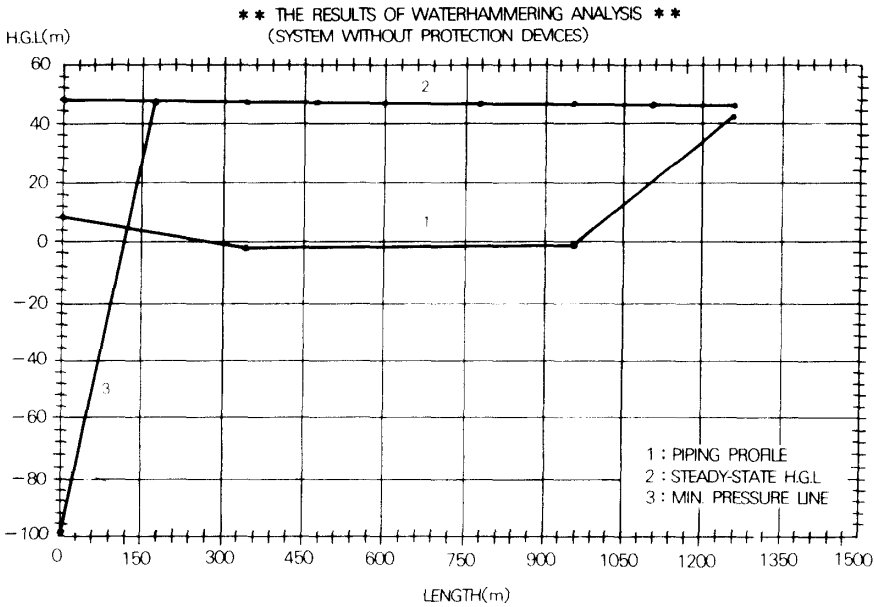


FIG. 00. EXTREME PRESSURE LINES
(SYSTEM WITHOUT CHAMBER)

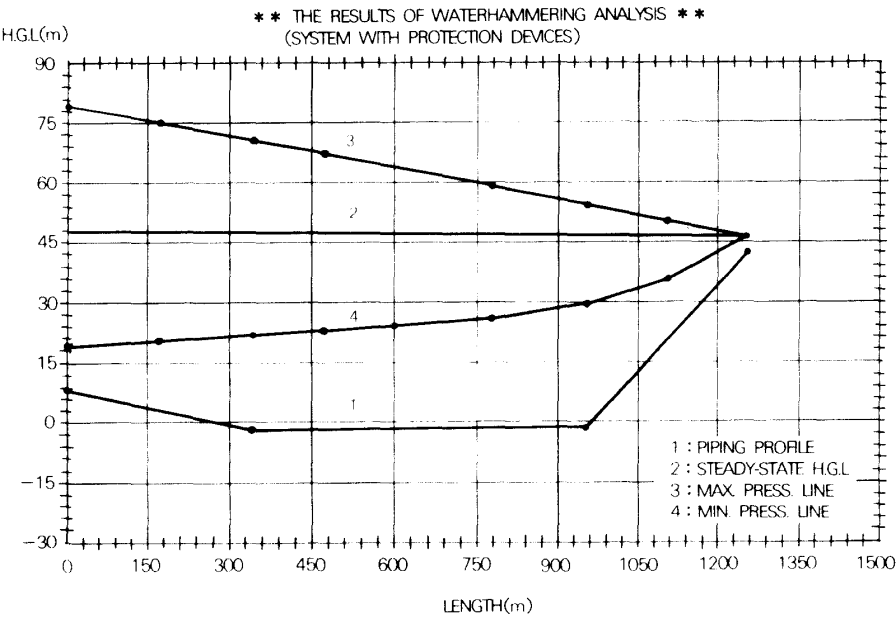


FIG. 01. EXTREME PRESSURE LINES
(SYSTEM WITHOUT CHAMBER)