KDS 67 30 20 : 2018

양배수장 펌프 설계

2018년 04월 24일 제정
http://www.kcsc.re.kr

농림축산식품부

건설기준 코드 제·개정에 따른 경과 조치

이 코드는 발간 시점부터 이미 시행 중에 있는 설계용역이나 건설공사에 대하여 발주기관의 장이 필요하다고 인정하는 경우 종전에 적용하고 있는 기준을 그대로 사용할 수 있습니다.

건설기준 코드 제·개정 연혁

- 이 기준은 KDS 67 30 20 : 2018 으로 2018년 04월에 제정하였다.
- 이 기준은 건설기준 코드체계 전환에 따라 기존 건설기준 간 중복·상충을 비교 검토하여 코드로 통합 정비하였다.
- 이 기준의 제·개정 연혁은 다음과 같다.

건설기준	주요사항	제·개정 (년. 월)
농지개량사업 계획설계기준 양배수장편	• 농지개량사업 계획설계기준 양배수장편 제정	제정 (1984. 12)
농업생산기반정비사업 계획설계기준 양배수장편	• 농업생산기반정비사업 계획설계기준 양배수장편 개정	개정 (2005. 12)
KDS 67 30 20 : 2018	• 국토교통부 고시 제2013-640호의 “건설공사기준 코드체계” 전환에 따른 건설기준을 코드로 정비 • 건설기술진흥법 제44조 및 제44조의 2에 의거하여 중앙건설심의위원회 심의· 의결	제정 (2018. 04)

제 정 : 2018년 04월 24일 **개 정 : 년 월 일**

심 의 : 중앙건설기술심의위원회 **자문검토 : 국가건설기준센터 건설기준위원회**

소관부서 : 농림축산식품부 농업기반과

관련단체(작성기관) : 한국농어촌공사(한국농공학회)

목 차

1. 일반 사항 ····· 1
1.1 목적 ····· 1
1.2 적용 범위 ····· 1
1.3 참고 기준 ····· 1
1.4 용어의 정리 ····· 1
1.5 기호 정의 ····· 1
2. 조사 및 계획 ····· 1
3. 재료 ····· 1
4. 설계 ····· 1
4.1 흡배출 수위 및 실양정 ····· 1
4.2 전양정 ····· 7
4.3 양배수량의 결정 ····· 7
4.4 펌프 대수 및 양배수량의 결정 ····· 8
4.5 펌프 형식 및 구경의 결정 ····· 9
4.6 펌프의 설치 높이와 회전수의 결정 ····· 9
4.7 원동기의 설계 ····· 20
4.8 기어감속기 ····· 24
4.9 유체커플링 ····· 25
4.10 관내 쿨러 ····· 28
4.11 밸브 류 ····· 29
4.12 보조기계 ····· 29
4.13 수격작용과 조압수조 ····· 32

양배수장 펌프 설계

1. 일반 사항

1.1 목적

· 내용 없음

1.2 적용 범위

· 내용 없음

1.3 참고 기준

· 농지개량사업계획 설계기준, 1984 : 설계, 양배수장편

1.4 용어의 정리

· 내용 없음

1.5 기호 정의

· 내용 없음

2. 조사 및 계획

· 내용 없음

3. 재료

· 내용 없음

4. 설계

4.1 흡배출 수위 및 실양정

4.1.1 용수펌프

양배수장 펌프 설계

(1) 흡입수위

① 용수펌프의 흡입수위는 하천 등의 수원취수지점의 수위로부터 펌프장 흡입수조까지의 도수 손실수두를 뺀 흡입수조내의 수위이고 수원의 유황변동 등에 의한 수위변동을 고려하여 다음과 같이 가정한다. 도수중의 손실수두에 대하여는 "본 설계기준의 전 양정"에 따른다.

가. 계획흡입수위

(가) 하천 또는 호소를 수원으로 하는 경우에는 취수지점에서의 관개기의 대략 10년 빈도 의 갈수위에서 양수장의 흡입수조까지의 손실수두를 뺀 수위를 계획 흡입수위로 한다. 또 하천을 수원으로 하는 경우에는 과거의 하상변동 경향으로부터 장래의 하상변동을 예측하여 충분히 안전한 계획흡입수위를 결정한다. 특히 하천개수계획이나 상류지역에서 댐 등의 개발계획이 있는 경우에는 그 내용을 충분히 검토해서 장래의 하상변동을 예측하여야 한다.

(나) 하천으로부터의 취수를 안정시키기 위해 취입보를 설치하는 경우에는 취입보 상의 갈수위를 기초로 해서 계획흡입수위를 결정한다.

(다) 지하수를 수원으로 하는 경우에는 지하수 조사 등에 의해 충분히 안정된 양수가 될 수 있는 지하수위를 계획흡입수위로 한다.

나. 최고흡입수위

(가) 하천의 수원취수지점에서 예상되는 최고의 수위를 최고흡입수위로 한다. 이 수위를 기본으로 해서 수로 벽의 높이와 펌프장 바닥 등의 표고 결정에 대하여 검토한다.

다. 최저흡입수위

(가) 하천 등의 수원취수지점에서의 기왕의 최저수위 또는 장래 예상되는 최저수위로부터 흡입수조까지의 손실수두를 뺀 수위를 최저흡입수위로 한다. 이 수위에서도 펌프운전이 가능하도록 검토하여야 한다.

라. 상시흡입수위

(가) 관개기간 중 하천의 평수위 등에 의한 평균흡입수위를 상시흡입수위로 한다.

(2) 배출수위

① 용수펌프의 배출수위는 송수방식 및 양수량 변동 등에 의해 다음과 같이 결정한다.

가. 계획배출수위

(가) 배출수조를 설치하는 경우에는 관개구역내의 농지 표고에 그 지점까지의 송수손실수두를 더한 값 중 최대가 되는 배출수조의 수위를 계획배출수위로 한다. 송수손실수두는 송수로 설계에 따른다.

(나) 관개구역내이 기복이 많은 경우에는 전량을 최고 위치까지 양수하지 않고 블록별로구분하여 2단 양수 등을 고려하는 것이 경제적일 경우가 있으므로 충분히 검토하여야 한다. 양정이 300m를 넘는 경우에는 2단 양수를 검토해야 한다.

(다) 배출수조를 설치하지 않고 관개구역에 직송하는 경우에는 일반적으로 폐쇄식 관수로를 많이 사용하며 송수손실수두 외에 말단에서 필요한 압력수두를 고려해야 하므로 계획배출수위를 일률적으로 정하기 어렵기 때문에 수리모형에 의한 시뮬

레이션에 의하여 검토한다.

나. 최고배출수위

(가) 양수량이 최대일 때 펌프, 배출수조, 송수로 등의 설비능력으로부터 예상되는 최고의 수위를 최고배출수위로 한다. 이 수위를 기초로 하여 배출수조의 벽 높이 등을 설계한다.

다. 최저배출수위

(가) 양수량이 최소일 때 송수로 표고 등으로 부터 예상되는 최저의 수위를 최저배출수위로 한다. 이 수위는 배출관 출구의 표고결정의 기초가 된다.

라. 상시배출수위

(가) 관개기간 중 평균 양수량 때의 배출수위를 상시배출수위로 한다.

(3) 실양정

① 배출수위와 흡입수위의 차에 의해 실양정이 결정되는데 용수펌프는 배출수위의 변동이 작기 때문에 주로 흡입수위의 변동에 의해 결정된다.

가. 설계점 실양정

(가) 계획배출수위와 계획흡입수위와의 차를 설계점 실양정으로 한다. 이 설계점 실양정은 펌프형식의 결정 등의 펌프설계의 중요한 지표이다.

나. 최고 실양정 등

(가) 최고배출수위와 최저흡입수위와의 차인 최고 실양정, 또는 최저배출수위와 최고흡입수위와의 차인 최저 실양정은 주로 펌프, 원동기, 및 송수관 등의 기능에 지장을 주지 않는지를 검토하여야 하며, 상시배출수위와 상시흡입수위와의 차인 상시 실양정은 펌프운전경비 등을 검토하는데 적용한다.

4.1.2 배수펌프

(1) 흡입수위

① 배수펌프의 흡입수위는 배수계획상 설정되는 배수로 말단 등의 계획 기준수위에서 배수장의 흡입수조까지의 도수손실수두를 뺀 흡입수조내의 수위로 하고, 홍수시와 평상시에 따라 다음과 같이 설정한다, 계획기준내수위 및 계획기준외수위에 대하여는 “KDS 67 45 00” 농지배수를 참고한다.

가. 홍수시 초기흡입수위

(가) 홍수시의 흡입수위는 홍수의 유입량, 담수량 및 펌프배수량 등에 따른 내수위의 변동에 따라 크게 변동하지만 펌프 운전을 개시할 때의 목표수위가 되며 담수해석계산의 출발치가 되는 초기흡입수위를 설정한다. 초기흡입수위는 일반적으로 수문 폐쇄 시에는 외수위보다 약간 높은 경우가 많고 이 수위를 낮게 설정하면 최고 담수위를 낮게 하는 데는 유리하지만, 반면 도수로나 배수장의 시설규모가 커지므로 관계되는 여러 가지 조건을 종합적으로 검토할 필요가 있으나, 다음의 값을 목표로 해서 비교 검토하여 결정한다.

(나) 수혜구역 내에 담수를 허용하지 않는 배수계획인 경우에는 계획기준 내수위(최저

논표면 표고)에서 0.5m 정도 낮은 수위에서 펌프장 흡입수조까지의 손실수두를 뺀 수위를 홍수시 초기흡입수위로 하고, 담수를 허용하는 경우에는 최저 논 표면 표고에서 펌프장 흡입수조까지의 손실수두를 뺀 수위를 홍수시 초기흡입수위로 한다.

나. 평상시 초기흡입수위

(가) 평상시배수에 있어서 지하수위 저하를 목적으로 하는 펌프의 운전을 개시할 때 목표 수위로서의 상시 초기흡입수위는 평상시배수의 계획기준 내수위(일반적으로 최저 논 표면 표고에서 0.5 ~ 1.0m정도 낮은 표고)에서 펌프장의 흡입수조까지의 손실수두를 뺀 수위로 한다.

다. 최저 흡입수위

(가) 펌프운전을 계속할 수 있는 최저의 수위이며, 이는 초기 흡입수위, 장래 예상되는 지반의 침하량, 배수유출특성, 배수로 저류능력 및 펌프의 운전관리 방식 등을 고려해서 결정하는 데, 일반적으로 홍수시용 펌프에서는 홍수시 초기흡입수위에서 0.5m정도, 평상시용 펌프에서는 평상시 초기흡입수위에서 0.5m정도 낮은 수위로 하는 것이 바람직하다.

라. 최고 흡입수위

(가) 배수지구내에서 기왕의 최고홍수위 등 배수펌프장지점에서 예상되는 최고의 수위를 최고흡입수위로 한다. 이 수위를 기준으로 도수로 벽 높이나 펌프장바닥의 표고 결정 등 홍수시의 침수대책을 검토한다.

(2) 배출수위

① 배출펌프 설계에 따른 배출수위는 하천, 호소, 바다의 외수위에 배수장의 배출수조까지 의 손실수두를 더한 배출수조내의 수위로 하고, 홍수시와 평상시로 구분해서 다음과 같이 결정한다.

가. 홍수시 계획배출수위

(가) 홍수시의 계획 배출수위는 외수위 곡선을 기초로 해서 설정한다. 외수위 곡선은 외수의 상황에 따라 다음과 같이 된다.

㉮ 대하천 등에 배수구를 설치하는 경우: 배수계획 대상지구의 유역면적에 비해서 훨씬 큰 유역을 갖는 하천이나 호소에 배수구를 설치하는 경우는 대유역의 유출해석을 지구내의 유출해석과 함께 하기는 어려우므로 일반적으로는 지구내 강우와 외수위의 상관특성을 이용해서 계획기준 강우에 대한 외수위 곡선을 추정한다. 이 때에는 외수위의 피크치와 그 피크의 지체시간, 외수위의 상승 및 저하특성 등을 고려해야 한다.

㉯ 소하천 등에 배수구를 설치하는 경우: 계획대상지구의 유역면적에 비해서 그다지 크지 않은 유역면적의 소하천이나 호소에 배수구를 설치하는 경우는, 배수본천 등의 유량 및 수위는 계획지구로부터의 배수량에 의해 큰 영향을 받기 때문에 계획기준 강우를 대상으로 배수본천 등의 유출해석을 해서 외수위 곡선을 구한다. 필요에 따라 홍수추적 계산을 해서 계획지구로부터의 배수량의 영

향을 검토하고 경우에 따라서는 배수본천 등의 개선을 동시에 시행하여야 할 경우도 있다.

㉰ 바다에 배수구를 설치하는 경우: 외수위 곡선은 배수(갑)문에 의한 자연배수를 주로 하고 펌프배수를 병용하는 경우는 일반적으로 소조시의 평균조위곡선을, 펌프배수가 주인 경우는 일반적으로 대조시의 평균조위곡선을 기준조위곡선으로 잡고, 여기에 배수구의 바닥높이에 따라 수정을 하고 또 태풍 등의 계획기준 강우시에 예상되는 기압저하 및 바람에 의한 수면의 밀림높이 등의 조위편차를 더한 것으로 한다. 조위 등에 대하서는 “KDS 67 65 00” 해면간척편 을 참고하며, 인근의 관측점에서 장기간의 조위기록을 얻을 수 있는 경우에는 계획기준 강우시에 예상되는 실측조위를 기초로 하여 외수위 곡선을 정해도 좋다. 또 외수위의 위치나 구조에 따라 특히 파랑의 영향을 많이 받는 경우에는 이를 고려하여야 한다.

㉱ 하구 가까이에 배수구를 설치하는 경우: 외수위 곡선은 조위나 하구폐쇄 등의 영향을 받기 때문에 다)항에 의해 구한 조위 등을 가산하거나 부등류 및 부정류에 대한 수리 계산을 병용한다.

나. 평상시 계획배출수위

(가) 평상시의 계획배출수위는 하천 및 호소에 배수구를 설치하는 경우에는 평수위로, 바다에 배수구를 설치하는 경우에는 평균조위로 하고, 여기에 배수장까지의 손실수두를 더한 수위로 한다.

다. 홍수시 최고배출수위

(가) 하천 또는 호소에 배수구를 설치하는 경우에는 계획고수위로, 바다에 배수구를 설치 하는 경우에는 설계고조위에 배수장의 배출수조까지의 손실수두를 더한 수위로 하고, 이와 같은 이상홍수 또는 고조시에 있어서도 홍수시용 배수펌프는 운전이 가능해야 한다.

(나) 그리고 소하천이나 하구근처에 배수구를 설치하는 경우에는 1)의 나) 및 라)에 준해서 검토하고 계획고수위 또는 설계고조위를 기준으로 홍수추적 계산 및 부등류, 부정류 계산 등을 하고 배수구에서의 최고배출수위를 구한다.

라. 평상시 최고배출수위

(가) 평상시용 배수펌프의 운전 상한목표 수위로서 하천 또는 호소는 풍수위, 바다는 대조평균 고조위를 기준으로 배출수조까지의 손실수두를 더한 수위로 한다.

마. 최저배출수위

(가) 일반적으로 배출수조에 접속하는 수로의 바닥 높이로 하지만, 외수조건에 따라 예상 되는 최저수위가 이것보다 높은 경우에는 최저외수위로 한다. 이 수위는 배출관 출구의 표고를 결정하는 기준이 된다.

4.1.2.1 실양정

(1) 배출수위와 흡입수위와의 차로부터 실양정이 결정되나 배수펌프는 일반적으로 실양정의 변

동폭이 크며, 특히 홍수시용 펌프의 실양정은 내외수위의 변동에 따라 변화하고 펌프배출량도 양정에 따라 크게 변화하므로 홍수시용 펌프와 평상시용 펌프를 구분하여 다음과 같이 설정한다.

① 홍수시 배수펌프

가. 계획최고 실양정: 홍수시 배수펌프의 계획최고 실양정은 홍수시의 계획배출수위의 첨두수위 (하천인 경우 하천계획고수위)와 홍수시 초기흡입수위와의 차이로 한다.

나. 설계점 실양정: 펌프효율은 양정에 의해 좌우되는데 펌프배수시에 짧은 시간동안만 나타나는 계획 최고실양정을 설계점으로 하는 것은 비경제적이므로 일반적으로 계획최고 실양정의 80% 정도를 설계점 실양정으로 한다. 이 설계점 실양정은 담수해석에 의하여 검토한 후에 결정하며 펌프 형식의 결정 등에 이용한다.

다. 최고 실양정: 하천의 계획고수위 (이상홍수위 포함) 등에 의한 최고 배출수위와 최저흡입수위와의 차이를 최고 실양정으로 한다. 이와 같이 계획기준홍수위 이외의 이상홍수 또는 고조시에도 홍수용 펌프는 운전가능 하여야 한다.

② 평상시 배수펌프

가. 설계점 실양정: 하천의 평수위 등에 따른 상시계획 배출수위와 상시 초기흡입수위와의 차이를 설계점 실양정으로 한다. 이는 펌프 형식의 결정 등에 이용한다.

나. 최고 실양정: 하천의 풍수위 등에 의한 평상시 최고배출수위와 최저흡입수위와의 차이를 최고 실양정으로 한다. 이를 운전상한 목표 실양정으로 한다.

다. 그리고 평상시용 배수펌프를 홍수시용 펌프로 겸용하는 경우에는 1)항의 홍수시 배수펌프의 실양정에 대하여도 검토하여야 한다.

4.2 전양정

(1) 펌프의 전양정은 실양정과 흡입관로 및 배출관로의 손실수두를 합하여 구한다. 이 때 손실수두의 산정은 펌프의 형식과 구경, 관 및 밸브의 배치 등을 충분히 고려하여야 한다.

① 실양정에 예상되는 각종 손실수두를 더하여 구한 가 전양정과 배출량에 의해 펌프의 형식과 구경을 가정한다.

② 펌프의 설치높이를 검토한다.

③ 펌프, 관로, 밸브 등을 배치한다.

④ 각종 손실수두를 계산하여 전양정을 구한다.

⑤ 전양정과 배출량에 따라 가정한 펌프 형식과 구경이 적절한지 검토한다. 이상과 같이 펌프의 형식과 구경, 관로, 밸브 등의 배치는 손실수두에 큰 영향을 주기 때문에 신중히 검토해야 한다.

4.3 양배수량의 결정

(1) 양배수장의 계획양배수량은 지구의 용배수계획에 따라 결정한다. 이 경우 연간을 통한 양배수량의 변동 등에 대해서도 충분히 검토하여야 한다.

4.3.1 용수 펌프장

(1) 용수 펌프장의 설계양수량은 계획양수량과 펌프의 운전시간에 따라 결정되며, 지구의 관개방식, 관개기간 등을 고려해서 계획기준년도와 평년도에 대하여 각각의 기별 용수량을 기초로 하여 계획 최대양수량과 평상시양수량을 결정한다. 그리고 밭 관개의 계획양수량 등은 “KDS 67 40 00” 농지관개를 참고한다.

4.3.1.1 계획 최대양수량

(1) 펌프 설비용량을 결정하는 계획 최대양수량은 계획기준년도에 있어서의 계획지구의 기별 필요수량 중에서 최대수량에 의해 결정한다.

4.3.1.2 평상시 양수량

(1) 과거 10개년 정도에 대해 유효강우량 등을 기초로 하여 매년의 기별 용수량을 검토하여 가장 빈도가 높은 연간의 기별 용수량을 평상시 양수량으로 한다. 그리고 관개용수 이외의 영농용수나 지역용수 등이 필요한 경우에는 그 이용 현황을 검토해서 관개용수와는 별도로 수량을 확보해야 할 필요가 있으며 이를 평상시 양수량으로 고려해야 한다.

4.3.2 배수펌프장

(1) 배수 펌프장의 계획양수량은 지구의 배수방식, 유출특성 등을 고려해서 홍수시의 배수량과 평상시의 배수량을 근거로 해서 결정한다. 그리고 계획기준강우량, 유출곡선, 평상시 배수량에 대해서는 “KDS 67 45 00” 농지배수를 참고한다.

4.4 펌프 대수 및 양배수량의 결정

(1) 펌프 대수는 주로 양수량과 양정의 변동 및 계속기간과 펌프의 1일 운전시간을 고려하여 양배수장의 건설 및 운전관리가 합리적이고 경제적으로 이루어 질 수 있도록 결정하고, 이를 기초로 하여 배출량을 결정한다.

4.4.1 펌프대수의 결정

(1) 펌프는 배수량과 양정의 변동에 대해서도 높은 효율을 유지하여 운전할 필요가 있기 때문에, 양수량 및 양정 변동의 범위와 그 계속기간, 펌프의 효율 등을 검토한 후 양배수장의 건설비 및 유지관리비가 가장 경제적이 되도록 펌프의 구경을 가정해서 대수를 결정해야 하는데, 만일의 고장 등에 대한 위험분산을 고려하여 대수는 될 수 있는 대로 복수로 한다.

4.4.2 양배수량의 결정

(1) 펌프의 양배수량은 계획 양배수량을 기초로 하여 펌프의 구경 및 대수의 조합에 의해 결정하

고, 펌프설계를 하기 위한 각 펌프 한대 당 설계점 양배수량은 계획양배수량의 변동 등을 고려하여 다음과 같이 결정한다.

4.4.2.1 용수펌프

(1) 용수펌프의 한대 당 설계점 배출량은 기별로 계획 최대양수량을 확보해야 하므로, 일반적으로 대수 분할 결정에 있어서는 양수량 변동역의 한대 당 각 분할폭 중에서 최대양수량을 설계점 배출량으로 한다.

4.4.2.2 평상시 배수펌프

(1) 평상시 배수펌프의 한대당 설계점 배출량은 대수, 분할 결정에 있어서의 양수량 변동역의 한대 당 각 분할폭에 해당하는 계획양수량의 평균치를 설계점 배출량으로 한다.

4.4.2.3 홍수용 배수펌프

(1) 홍수시 배수펌프의 한대당 설계점 배출량은 설계홍수시에 있어서의 유입량에 의한 내수위를 계획기준내 수위 이하로 하던가, 또는 허용담수심 이내의 담수시간을 허용담수 시간 이내로 하기 위해서 필요한 펌프의 평균 소요 양수량을 기초로 해서 펌프의 구경 및 대수의 조합에 의하여 구한 한대 당 평균배출량으로 하는데 펌프의 평균 소요 양수량 및 평균 배출량의 결정시에는 담수해석을 해야 한다.

(2) 펌프 배출량은 평균 소요 양수량을 모든 수위 조건하에서 확보하면 안전하지만 이렇게 하면 펌프의 평균배출량이 평균 소요 양수량을 상회하여 비경제적이므로 설계점 실양정을 가정하고 담수해석을 하여, 펌프의 설계점 실양정을 최적치로 함으로써 펌프의 평균배출량(설계점 배출량)과 평균 소요 양수량을 일치시키도록 한다.

4.4.3 담수해석

(1) 펌프 계획의 초기단계에 있어서는 펌프의 특성곡선을 예상하여 정밀한 담수해석을 하기 곤란하므로, 펌프의 특성을 무시하고 내외수위 차의 변동에 관계없이 펌프는 그 표준 배출량을 계속 배출하는 것으로 가정해서 펌프 용량을 개략 산정 한다.

4.5 펌프 형식 및 구경의 결정

(1) 펌프형식 및 구경은 설계점의 배출량 및 전양정에서 펌프적용선도에 의해 결정한다. 다만, 펌프의 설치조건, 운전관리의 용이성, 소음, 진동 등도 함께 검토해야 한다.

4.6 펌프의 설치 높이와 회전수의 결정

(1) 펌프의 설치높이와 회전수는 흡입높이와 운전범위를 감안하여 유해한 캐비테이션을 일으키지 않도록 결정하여야 한다. 더욱, 펌프설비의 설치 높이는 홍수시의 침수에 의해 펌프의 운전

에 지장을 받지 않도록 기기의 배치 및 건물구조 등도 고려하여 결정하여야 한다.

4.6.1 설치높이와 펌프형식의 관계

(1) 선정된 펌프형식에 대하여 최고흡입수위 이상의 높이에 설치하는 경우 흡입성능상 지장이 없으면 여기에 따라 펌프의 설치높이를 결정하고, 흡입성능에 지장이 있을 경우에는 토목건축구조를 수밀구조로 하여 펌프설치높이를 낮게 하거나 입축펌프로 하여 원동기를 최고흡입수위 이상으로 설치하는 등 토목건축구조와 펌프형식을 양면으로 검토할 필요가 있다.

4.6.2 수배전반 등의 설치높이

(1) 수배전반 등은 침수를 당하면 복구에 장시간이 필요하기 때문에 설치높이를 홍수위 이상으로 하여 재해시에 대해서도 안전한 높이로 할 필요가 있다.

4.6.3 캐비테이션(空洞現像)

(1) 유수 중에 국부적으로 높은 진공이 생기면 물은 기화하여 증기의 작은 기포가 발생한다. 펌프에서는 임펠러입구에서 가장 저압이 되므로 여기에 기포가 발생하는 경우가 있다. 이 기포는 수류에 의해서 이동하고 임펠러의 압력이 높은 부분에 오면 압축되어서 급격히 소멸되고 그 때에 소음이나 진동을 일으켜 효율이나 배출량을 저하시켜 임펠러를 손상시킨다. 이 현상을 캐비테이션이라고 하며, 펌프에 유해한 것이다.

(2) 이러한 캐비테이션은 설계조건과 경계점이 애매할 경우 유동해석으로 검토해 볼 필요가 있다.

(3) 캐비테이션의 원인은 다음과 같다.

① 펌프의 설치 위치가 너무 높다.

② 펌프의 회전수가 너무 빠르다.

③ 펌프의 설계점에 있어 양수능력에 비하여 양수량이 과대하다.

④ 흡입관의 손실수두가 너무 크다.

(4) 캐비테이션의 방지법은 다음과 같다.

① 펌프의 설치위치를 낮추어 흡입실양정을 작게 한다.

② 펌프의 회전수를 낮춘다.

③ 흡입관이 길 경우에는 관경을 크게 하여 손실수두를 작게 한다.

④ 흡입측에서 수량을 줄이는 것을 피한다.

⑤ 흡수조내의 흐름에 와류가 발생하지 않도록 한다.

4.6.4 펌프의 설치높이와 회전수

(1) 펌프의 설치높이를 검토할 때에는 기준이 되는 면이 필요하다. 펌프의 기준면은 배출양정, 흡입양정 등을 계산할 때 위치수두의 기준이 되는 수평면으로서 이것은 임펠러의 날개입구 외주 끝을 통하는 원의 중심점을 포함한 수평면으로 한다.

(2) 이 기준면이 흡입수위보다 높은 위치에 있는 경우를 흡상이라고 하고 낮은 위치에 있는 것을 압입이라고 한다. 흡상으로 하느냐 압입으로 하느냐는 경제비교 등을 하여 결정하는 것이 일반적이다.

(3) 펌프의 설치높이와 회전수는 흡입실양정(고양정일 때는 임펠러중심과 최저흡수수위와의 차, 저양정일 때는 임펠러상단과 최저흡수수위와의 차)과 펌프의 운전범위(배출량이 설계점에 대하여 어느 정도 변화하는가)의 요인에 의거 유해한 캐비테이션이 일어나지 않도록 결정하여야 한다.

(4) 유해한 캐비테이션 발생여부의 판정은 다음에 의한다.

① 고양정 펌프일 때는 아래의 (4.6-1) 식과 <그림 4.6-1> 흡입속도를 이용하여 설치높이와 회전수를 결정하면 유해한 캐비테이션은 발생하지 않는다.

② <그림 4.6-3> 입축사류펌프 회전수 선정도 와 <그림 4.6-4> 저양정 펌프 회전수 선정도은 배출량이 120% 이내의 범위를 조건으로 작성된 것이므로 이용 시에는 주의를 요한다.

③ 저양정일 때는 식 (4.6-2)에 의거 허용 흡입실양정을 구하여 「판정기준」을 만족하면 유해한 캐비테이션을 발생하지 않는다.

4.6.4.1 고양정 펌프

(1) 원심펌프

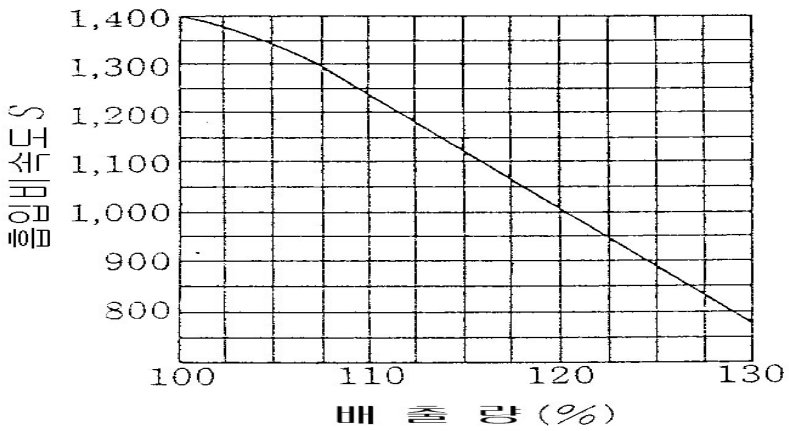
① 원심펌프의 회전수는 일반적으로 다음 식으로부터 구한다.

$$N = \frac{S \cdot (H_v + H_{SI})^{3/4}}{\sqrt{Q}} \qquad (4.6\text{-}1)$$

N: 펌프의 회전수(rpm)

S: 흡입비속도

펌프의 운전범위에 따라 아래 <그림 4.6-1>으로부터 구한 흡입비 속도로 한다.



<그림 4.6-1> 흡입비속도

H_{S1}: 흡입양정(m)

흡입실양정(흡상일 때는 -부호, 압입일 때는 +부호로 한다)- h_{fs}(흡입관손실수두로 캐비테이션 검토시 임의의 배출량에서의 손실수두)

H_v: 10.33(대기압수두)-0.33(수온25℃에서의 포화수두)-0.5(흡입여유수두) = 9.5m

Q: 설계점배출량(㎥/min)

단, 양흡입원심펌프은 Q/2 로 계산한다.

식에서 구한 펌프회전수 N가 원동기 회전수N_m와 다른 경우, $N_m \leq N$의 조건으로 N_m을 선정하여 펌프의 회전수로 한다.

결정한 펌프의 회전수로부터 아래 식으로부터 비속도(N_S)를 구하여 이 값이 특히 적거나 ($N_S \leq 120$) 아니면 큰 경우 ($N_S \geq 650$)에는 펌프효율이나 펌프의 규격, 형상 등에 영향을 미치는 경우가 있으므로 펌프회전수를 결정할 때 상세하게 검토할 필요가 있다.

이는 "<그림 4.6-2> 원심펌프(편흡입, 양흡입)의 회전수와 흡입양정(횡축, 입축 공용)"을 사용하여 펌프의 회전수를 결정할 때도 같다.

$$N_S = N\frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

N_S: 비속도

N: 결정한 펌프회전수(rpm)

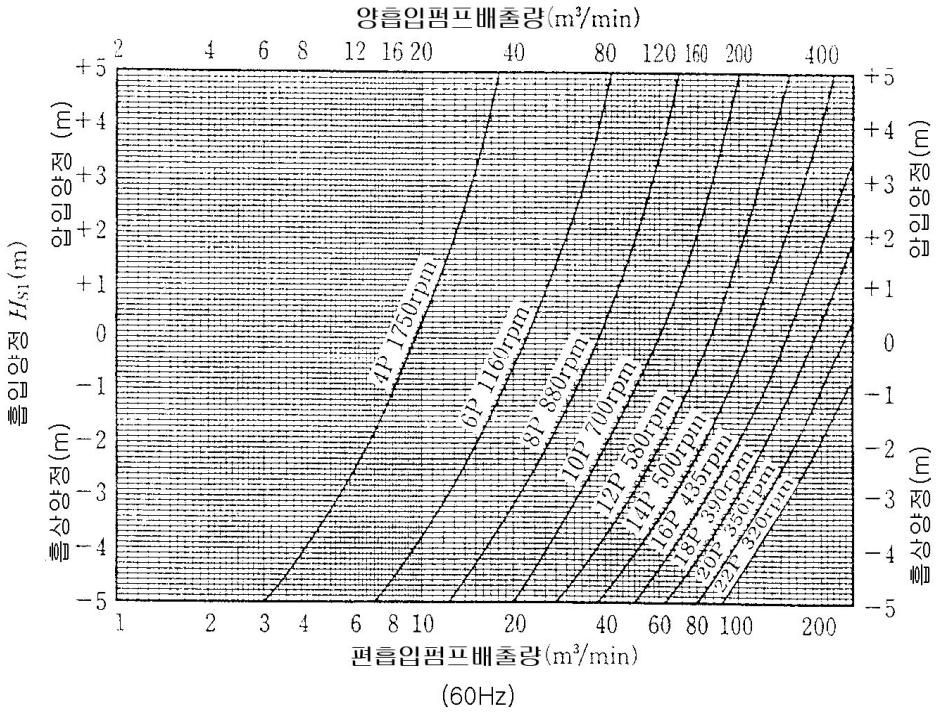
H: 전양정(m)

Q: 설계점배출량(㎥/min)

단, 양흡입원심펌프일 때는 $\frac{Q}{2}$로 계산한다.

회전수를 구하는 간략법으로서 배출량의 최대값의 눈금이 설계점의 120% 이내의 경우는 흡입양정으로부터 <그림 4.6-2>에 의거 회전수를 구할 수 있다.

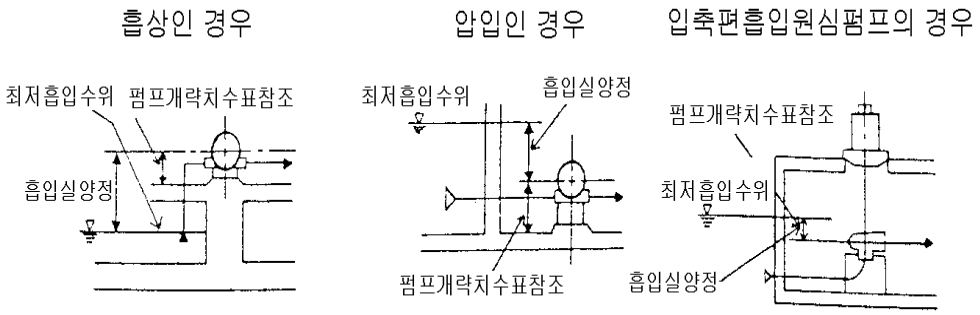
(이 경우 흡입양정은 흡입실양정으로부터 120% Q인 때의 흡입관손실수두로 차인한 것이다)



<그림 4.6-2> 원심펌프(편흡입, 양흡입)의 회전수와 흡입양정(횡축, 입축 공용)

가. 회전수는 동기속도에 3%의 슬립률을 고려한 것이다.

나. 흡입실양정은 다음에 의한다.



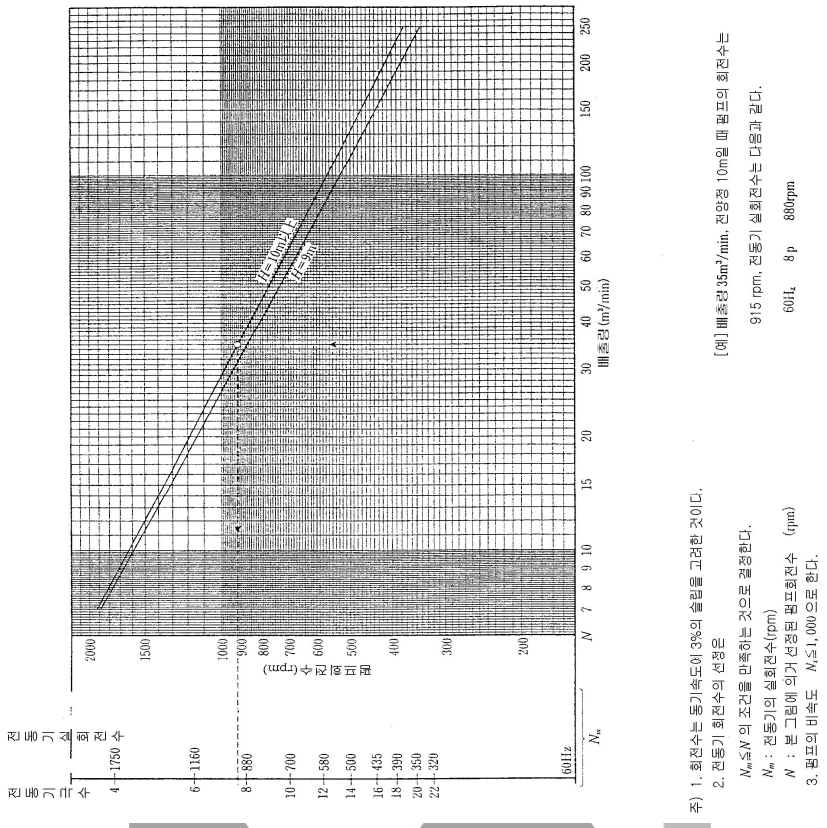
다. 입양정 H_{S1}은 흡입실양정으로부터 흡입관의 배관손실수두를 차인한 것임.

라. 그림중의 배출량은 설계점 배출량이다.

마. 배출량이 120% 이내인 사용범위에 적용

(2) 입축 사류펌프

① 입축 사류펌프의 회전수를 구하는 간략법으로서는 배출량의 최대값의 눈금이 설계점의 120% 정도인 경우 전양정과 설계점 배출량으로부터 아래 <그림 4.6-3>에 의거 구할 수 있다.



<그림 4.6-3> 입축사류펌프 회전수 선정도>

(3) 저양정 펌프

① 저양정 펌프는 흡입양정의 변동, 운전범위의 변동이 크다.
예를 들면 흡수면과 배출수면이 동일 높이로 될 때도 있다. 이 때문에 저양정 펌프는 펌프의 흡입성능 및 설치높이를 검토할 필요가 있다.

(4) 설계점에서 펌프가 요구하는 순흡입수두(H_{SVO})

① 설계점에서 펌프가 요구하는 순흡입수두(H_{SVO}) "<그림 4.6-3> 입축사류펌프 회전수 선정도" 및 "<그림 3.6.4> 저양정 펌프 회전수 선정도"으로서 펌프회전수를 결정하고 "<그림 4.6-5> 펌프가 요구하는 정미흡입수두 H_{SVO}" 및 "<그림 4.6-5> 펌프가 요구하는 정미흡입수두 H_{SVO}"으로 구할 수 있다. 또한, 아래 식 으로부터 계산하여 구할 수도 있다.

$$N = N_S \cdot \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} \qquad (4.6\text{-}2)$$

N: 펌프회전수 (rpm)

N_S: 비속도 축류펌프 N_S = 1,500 ~ 1,600

사류펌프 N_S = 900 ~ 1,000

H: 설계점에서의 전양정 (m)

양배수장 펌프 설계

Q: 설계점에서의 배출량 (㎥/min)

$$H_{svo} = \left(\frac{N \cdot \sqrt{Q}}{S} \right)^{4/3}$$

H_{svo}: 펌프가 요구하는 순흡입수두

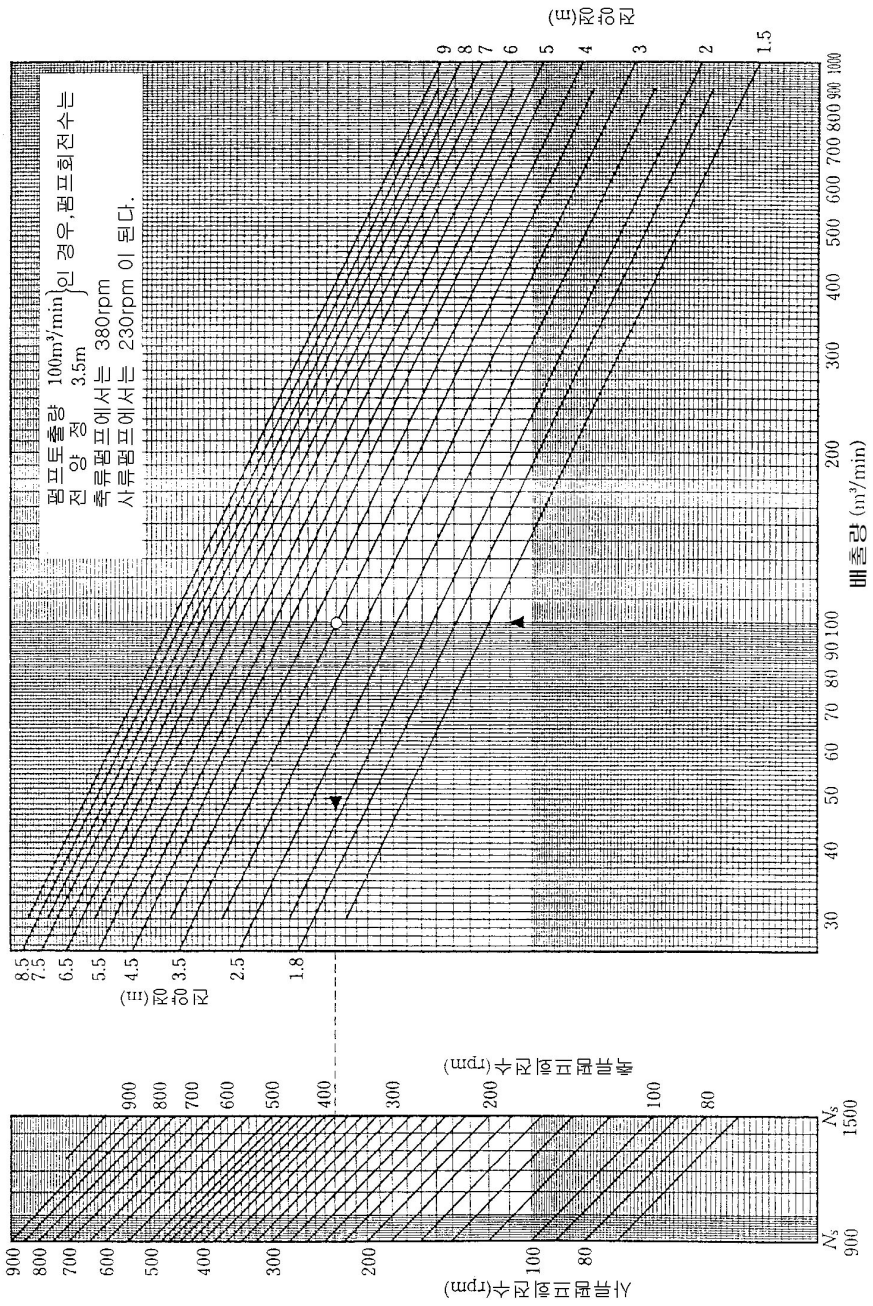
설계점에 있어서 기준「농지배수편」을 참고한다.

S: 흡입비속도 축류펌프 S = 1,200

사류펌프 S = 1,300

N: 펌프회전수 (rpm)

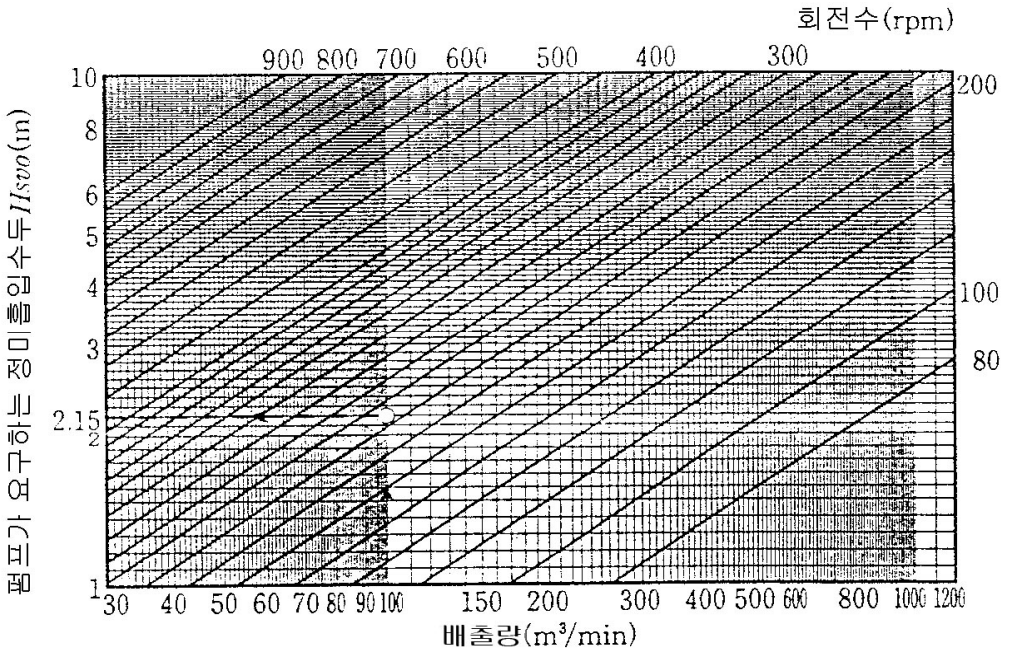
Q: 배출량 (㎥/min)



<그림3.5-4> 저양정펌프회전수 선정도(축류펌프 $N_s=1,500$, 사류펌프 $N_s=900$)

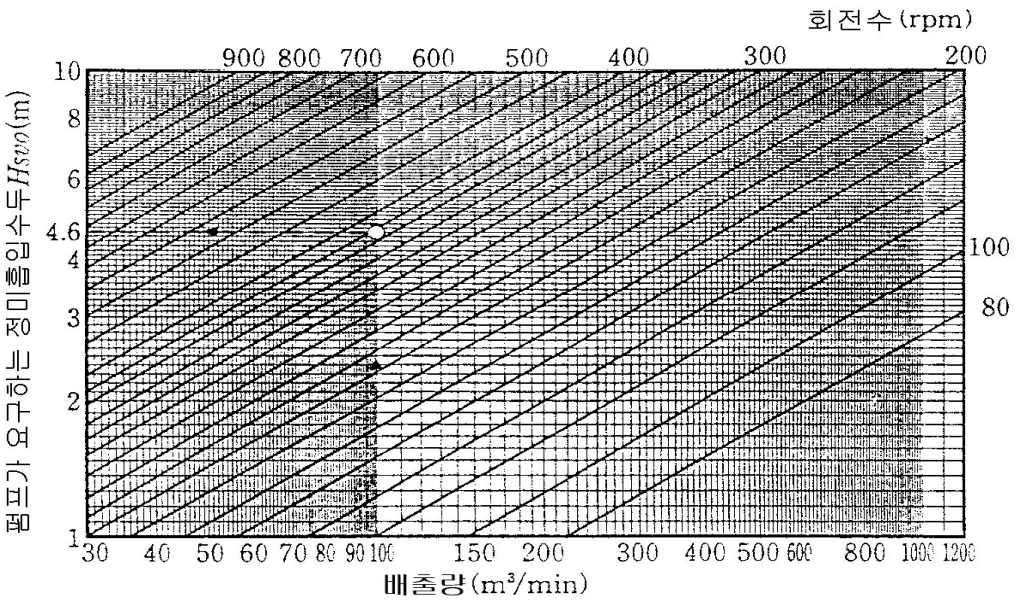
<그림 4.6-4> 저양정 펌프 회전수 선정도

(축류펌프 $N_S=1{,}500$, 사류펌프 $N_S=900$)



<그림 4.6-5> 펌프가 요구하는 정미흡입수두 H_{svo}

(축류펌프 S=1,200)



<그림 4.6-6> 펌프가 요구하는 정미흡입수두 H_{svo}

(사류펌프 S=1,300)

(5) 설계점 이외에 있어서 펌프가 요구하는 순흡입수두(H_{sv})

설계점 이외의 운전 범위내에서 펌프가 요구하는 순흡입수두(H_{sv})는 다음과 같은 순서로 산출한다.

① $\frac{h_{amin}}{h_t}$ 를 구한다.

h_{amin}: 최저실양정 (m)

h_t: 설계점에서의 펌프의 전양정 (m)

② $\frac{h_l}{h_t}$ 을 구한다.

h_l: 배관손실 (m)

③ <그림 4.6-6>로부터 $\frac{h_{amin}}{h_t}$ 와 $\frac{h_l}{h_t}$ 의 교점의 배출량비 q를 구한다.

④ <그림 4.6-7> 축류펌프(N_S=1,500)특성도(b) 및 <그림 4.6-8> 사류펌프(N_S=900)특성도 (b)의 q로부터 계수 α를 구한다.

이상 ① ~ ④의 순으로 구한 α 에 의거 설계점 이외에 있어서의 펌프가 요구하는 순흡입수두 (H_{sv})는 아래 식으로부터 구할 수가 있다.

$$H_{sv} = \alpha \times H_{svo}$$

H_{sv}: 설계점 이외에 있어서 펌프가 요구하는 순흡입수두 (m)

α: <그림 4.6-7> 축류펌프(N_S=1,500)특성도(b) 및 <그림 4.6-8> 사류펌프(N_S=900)특성도(b) 으로부터 구한 계수

H_{svo}: 설계점에서 펌프가 요구하는 순흡입수두 (m)

(6) 허용흡입실양정 (H_{S2})

허용 흡입실양정은 아래 식로 구할 수 있다.

$$\pm H_{S2} = P_a - P_v - h_{ls} - H_{sv} - 0.5$$

H_{S2}: 허용흡입실양정 (m)

$+H_{S2}$: 횡축펌프인 경우 $-H_{S2}$: 입축펌프인 경우

P_a: 대기압 = 10.33 m

P_v : 증기압 = 0.33 m

h_{ls}: 배출량비 q 에 있어서 흡입관손실수두 (m)

H_{sv}: 계획점 이외에서 펌프가 요구하는 순흡입수두 (m)

0.5: 흡입여유수두 (m)

(7) 흡입여유수두의 0.5m는 펌프설비를 계획할 경우에 불확정한 제반조건을 고려하여 사용할 여유이다. 이 여유수두를 보는 것으로 ① 펌프가 고가의 형식으로 변하는 경우, ② 설치 축방향이 입축으로 변하여 유지관리가 불리하게 될 경우, ③ 펌프를 운전하는 수위관계, ④ 펌프가 설치되는 바닥높이, ⑤ 펌프의 흡입성능 등을 재조사 검토하여 조정할 때이다. 이 흡입여유수

두는 펌프운전이 안전 확실하게 시행될 경우에는 이 여유수두를 생략하고 되도록 경제적인 유지관리에 유리한 펌프형식·설치방식을 채용하여야 한다.

(8) 판정기준

① 판정을 할 경우에는 다음의 사항에 유의한다.

가. 펌프의 설치높이와 회전수의 적부를 판정하는 것은 펌프설비계획에서 가장 중요한 작업 의 하나이다.

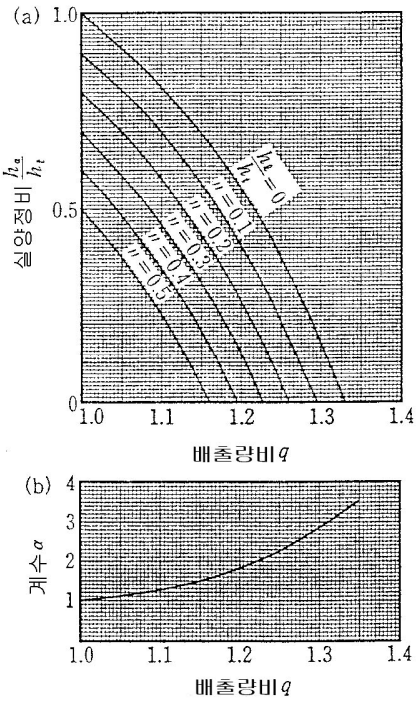
나. 식으로부터 구한 펌프의 허용흡입실양정 H_{S2} 와 실제로 펌프가 설치된 때의 최저수위로부터 펌프 임펠러입구상단까지의 높이 H'_{S2}(입축인 경우는 임펠러입구까지의 깊이)를 비교하여 판정한다.

② 판정기준

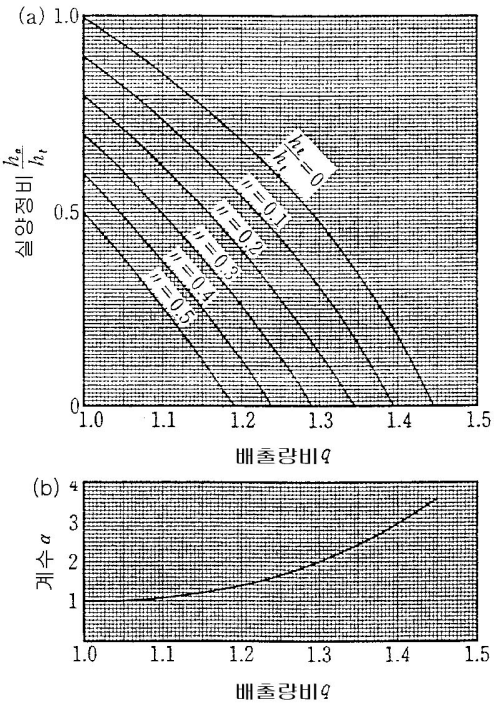
가. 횡축펌프인 경우 : $H_{S2} > 0$, 또 $H'_{S2} \leq H_{S2}$ 를 만족하게 할 것

나. 입축펌프인 경우 : $H'_{S2} \leq H_{S2}$ 를 만족하게 할 것

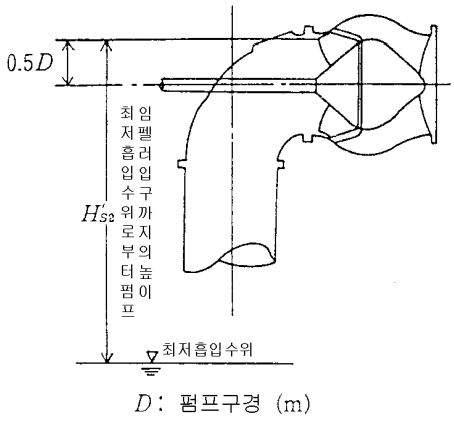
또한 입축펌프에 있어서 H_{S2} 가 물에 잠기는 깊이(E 규격)보다 대단히 클 경우에는 별도 펌프의 비속도를 검토할 필요가 있다.



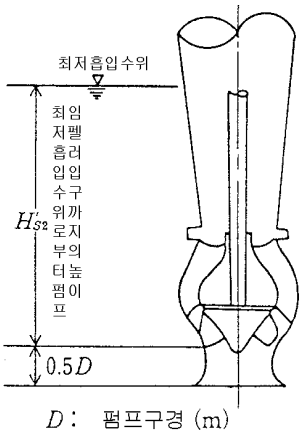
<그림 4.6-7> 축류펌프(N_S=1,500)특성도



<그림 4.6-8> 사류펌프(N_S=900)특성도



<그림 4.6-9> 횡축펌프의 H'_{s2}



<그림 4.6-10> 입축펌프의 H'_{s2}

4.7 원동기의 설계

(1) 원동기는 동력원의 입지조건, 펌프의 운전상황, 유지관리 및 환경조건 등을 검토하여 신뢰성이 높고, 펌프의 회전수에 맞는 회전수가 확보되며 또한 펌프운전범위에서 과부하가 발생하지 않는 출력을 가져야 한다.

(2) 동력전달장치는 펌프와 원동기의 형식 및 회전수 등을 검토하여 적절한 감속비 및 전달용량을 가진 경제적인 것이어야 한다.

4.7.1 원동기의 선정

(1) 원동기 종류의 선정은 펌프장의 입지조건, 펌프의 운전상황, 신뢰성, 운전관리비 등에 따라서 달라진다.

(2) 입지조건 및 운전상황은 전원을 간단히 얻을 수 있고 특히 상시운전을 필요로 하는 곳에서는 전동기를 선택하고, 전원이 불량한 지구, 혹은 연간 운전시간이 매우 제한되어 있는 지구에서는 내연기관을 선정하는 것이 일반적이다.

(3) 신뢰성 면에서는 평시 강우에도 배수불량이 되고 호우시에 직접 담수피해를 입으며, 통상적으로 높은 외수위가 장시간 계속되는 지구에서는 전원의 고장에 대비하여 전동기와 내연기관을 병용하는 것도 고려할 필요가 있다.

(4) 운전비용은 용수의 경우는 비교적 연간 운전시간은 길고, 배수의 경우는 용수에 비해서 운전시간이 짧은 점 등 조건을 비교 검토하여 경제적인 것을 선정해야 한다. 또한 양수 패턴상 단시간 운전의 펌프는 내연기관을 사용하고 장시간 운전의 펌프는 전동기를 사용하는 병용방식이 기본전기요금관계상 유리할 경우도 있으므로 검토할 필요가 있다.

(5) 펌프의 원동기는 직결운전이 바람직하지만 양자의 회전속도나 회전축방향이 다른 경우에는 기어감속기를 전달 장치로 검토할 필요가 있다.

(6) 원동기가 전동기인 경우는 펌프회전에 따라 전동기의 극수를 증감하는 방법이나 감속기를 장

치하는 방법이 있는데 선정에는 경제성을 검토한다. 특별히 완충작용이나 진동방지 등이 필요한 경우에는 유체계수 등을 전달 장치로 검토할 필요가 있다.

① 원동기의 종류

가. 주 펌프용 전동기

(가) 전동기의 종류를 대별하면 유도전동기, 동기전동기, 직류전동기, 교류정유자전동기 등이 있으며 이들 전동기 가운데 펌프구동용 전동기로서는 유도전동기가 구조가 간단하고 취급이 용이하며 가격이 저렴한 장점이 있기 때문에 가장 많이 사용되고 있다.

나. 전동기의 선정

(가) 전동기를 선정할 경우에는 다음 사항을 검토한다.

㉮ 고효율 전동기 적용은 검토하였는가?

㉯ 전원용량과의 관계에서 시동방식은 타당한가?

㉰ 전동기용량에 있어 전압의 선정은 바르게 되었는가?

㉱ 보호구조, 냉각방식은 사용 환경에 적합한가?

다. 전동기의 시동방식

(가) 내연기관 설비

내연기관은 점화방식, 연료공급방식, 연료의 종류 등에 따라 디젤기관, 가스터빈, 휘발유기관 등으로 분류된다. 펌프구동용으로는 내구성, 설비비, 유지관리비면에서 디젤기관이 일반적으로 사용되고 있으나 환경조건 등에 따라서 가스터빈을 사용하는 경우도 있다.

내연기관을 선정할 때에는 다음 사항에 대하여 유의할 필요가 있다.

㉮ 연료소비가 적을 것.

㉯ 냉각방식이 사용조건에 적합할 것.

㉰ 환경조건에 따라서는 진동, 소음을 검토할 것.

㉱ 시동이 용이하며 확실할 것.

㉲ 운전 및 분해, 점검 등의 유지관리가 용이할 것.

㉳ 가스터빈의 축형식은 1축식과 2축식으로 나누어지는데 전자는 그럿치를 병용할 필요가 있다.

(나) 디젤기관에 대해서는 과급기의 유무를 검토할 것.

4.7.2 원동기의 회전수 및 출력

(1) 원동기의 회전수

① 전동기의 회전수

전동기의 회전수는 동력전달장치를 고려할 경우에는 감속비를 고려하여 회전수를 결정하여야 한다. 펌프와 직결하는 전동기의 회전수는 다음의 조건을 만족하도록 결정하여야 한다.

$$N_m \leq N$$

N_m: 전동기실회전수 (rpm)

유도전동기회전수 = 동기속도-슬립

동기전동기회전수 = 동기속도

$$동기속도 = \frac{120 \times 전원주파수}{극수}$$

N: 펌프회전수 (「펌프의 설치높이와 회전수의 결정」에 따라 구한 회전수)

(2) 내연기관의 회전수

① 내연기관의 회전수는 펌프실 바닥 하중, 펌프실 스페이스, 기어감속기의 감속비, 소음, 진동, 회전부정율(回轉不整率), 동력전달계의 위험속도, 클러치의 용량 등이 직접, 간접으로 영향을 주기 때문에 경제적인 측면을 포함하여 <표 4.7-1> 에서 표시하는 범위로 충분히 검토하여 결정하여야 한다.

<표 4.7-1> 내연기관의 회전수

내연기관의 종류	정격출력	정격회전수
디젤기관	800ps 이하 800ps ~ 1,900ps 이하 1,900ps ~	1,800rpm 이하 1,200rpm 이하 1,000rpm 이하
가스터빈	(출력과 관계 없음)	1,800rpm 이하

(주) 1,800rpm의 고속디젤기관의 경우 클러치가 없이 시동할 경우에는 주의를 요한다

(3) 원동기 출력

원동기의 출력은 다음식으로 산출한다.

$$P = \frac{K \cdot \gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_p \cdot \eta_g \cdot \eta_e} \cdot (1 + R)$$

P: 원동기의 출력 (kW 또는 ps)

K: kW 단위 경우 0.163, ps 단위 경우는 0.222

γ: 물의 단위체적중량, 상온청수의 경우는 1.0 (kgf/ ℓ)

Q: 펌프배출량 (㎥/min)

H: 펌프전양정 (m)

η_p: 펌프효율

η_g: 기어감속기의 전달효율

η_e: 유체계수의 전달효율 0.96

R: 원동기의 여유계수 (%) $\times \frac{1}{100}$

원동기출력은 펌프운전범위내에서 과부하가 생기지 않도록 여유를 줄 필요가 있다. 펌프의 축동력은 운전점에 따라 달라지므로 운전범위내의 축동력이 큰 점에서 과부하를 일으키지 않도록 그 점의 축동력에 대해서 전동기의 경우 5%이상, 내연기관의 경우는 10%이상의 여유를

준다

이외에 원동기의 출력과 설계점의 축동력을 비교하여 전동기의 경우 대략 10 ~ 15%, 내연기관의 경우 대략 15 ~ 20%의 범위이면 좋다.

다만 내연기관의 경우 출력을 산출할 때의 대기조건은 다음 표준대기조건으로 한다.

※ 표준대기 조건

대기압 (P_r): 100kPa (750mmHg) 상대습도 (ϕ_r): 30%

대기온도(T_r): 298k (25℃) 급기냉각기의 물 온도 (T_{cr}): 298k (25℃)

(4) 펌프효율

① 펌프효율은 다음 <표 4.7-2>에 표시한 값 이상으로 한다.

<표 4.7-2> 펌프효율

저양정 펌프							고양정 펌프		
구경 (mm)	횡축		입축		수중펌프		구경 (mm)	원심	입축사류
	축류	사류	축류	사류	축류	사류			
400	0.71	0.73	0.70	0.72	0.74	0.75	50		-
500	0.76	0.78	0.75	0.77	0.75	0.76	80		-
600	0.77	0.80	0.76	0.79	0.76	0.78	100	주4)	-
700	0.79	0.81	0.77	0.80	0.77	0.79	125		-
800	0.80	0.82	0.79	0.81	0.78	0.80	150		-
900	0.80	0.82	0.79	0.82	0.79	0.81	200	0.66	-
1,000	0.82	0.84	0.81	0.83	0.80	0.82	250	0.69	-
1,200	0.83	0.85	0.82	0.84	0.81	0.83	300	0.72	0.70
1,350	0.83	0.85	0.82	0.84	0.815	0.835	350	0.75	0.72
1,500	0.83	0.86	0.83	0.85	0.82	0.84	400	0.77	0.74
1,650	0.84	0.86	0.83	0.85	0.825	0.845	450	0.79	0.75
1,800	0.84	0.86	0.83	0.86	-	-	500	0.81	0.78
2,000	0.84	0.86	0.83	0.86	-	-	600	0.83	0.80
2,200	-	-	0.85	0.87	-	-	700	0.84	0.81
2,400	-	-	0.85	0.87	-	-	800	0.84	0.82
2,600	-	-	0.86	0.88	-	-	900	0.85	0.83
2,800	-	-	0.86	0.88	-	-	1,000	0.86	-
-	-	-	-	-	-	-	1,200	0.87	-

㈜ 1. 이 표의 효율은 보증효율로서 취급할 경우의 보증조건은 KS 규격에 따른다.
2. 고양정펌프의 구경 500mm 이하는 표준품의 효율을 나타낸다.
3. 입축펌프의 효율은 설치바닥으로부터 벨 마우스 선단까지 4m(펌프구경 2,000mm 에서는 4.5m)이하인 조건에서 표시된 것으로 이를 초과할 경우에는 1%(=0.01) 감한 값으로 한다.
4. 고양정펌프로 구경 200mm 미만인 펌프의 효율은 KS 규격에 따라서 적당한 값으로 결정한다.

4.8 기어감속기

(1) 펌프와 원동기는 직결운전이 바람직하나, 양자의 회전속도가 다른 경우는 기어감속기를 동력전달장치로서 검토하는 것이 좋다. 원동기가 전동기인 경우, 기어감속기를 사용하는 것과 전동기의 극수의 증감에 따라 펌프회전수에 맞추는 방법도 있다. 이들 가운데 어떤 방식을 선정할 때에는 신뢰성, 경제성을 검토하여 결정할 필요가 있다.

(2) 기어감속기를 개입시키는 것에 대하여 신뢰성 및 효율을 비롯하여 기능면을 고려하면 전동기 구동의 경우는 극수증감에 의한 직결이 바람직 하지만 방식선정에 있어서는 경제성을 포함한

종합적인 검토를 하여 결정할 필요가 있다.

(3) 경제성 검토는 단순히 극수증가에 따른 전동기가격 상승분과 감속기 가격만 비교하는 것이 아니라 예를 들어 입축펌프에도 직교축베벨기어감속기를 설치함에 있어 전동기가 입축으로부터 횡축에 의한 가격저감분도 고려하는 등 종합적인 경제성을 검토할 필요가 있다.

(4) 원동기와 펌프의 회전수를 일치시키는 방법의 하나로 기어감속기를 사용하는 것이 있다. 배수펌프 등에서는 회전수가 낮기 때문에 기어감속기를 필요로 하는 경우가 많다.

(5) 입축펌프에서 횡축 원동기(내연기관 또는 횡축전동기)를 사용하는 경우에는 축방향을 90°로 돌리는 직교축베벨기어감속기가 사용된다.

4.8.1 4.8.1 기어감속기 선정에 필요한 전달용량

(1) 기어감속기의 선정에 필요한 전달용량은 다음 식에 의해 산정한다.

$$\text{전달용량(ps)} = \text{펌프구동용 원동기출력(ps)} \times \frac{\text{하중계수}}{\text{수명계수}}$$

하중계수 : <표 4.8-1>에 의함

수명계수 : <표 4.8-2>에 의함

펌프 구동용 원동기출력은 정확히는 펌프 축입력을 채용해야 하지만, 편의상 원동 기출력을 대입하여도 좋다.

<표 4.8-1> 하중계수

펌프구동용 원동기	가요성(可撓性) 이음	고탄성이음	유체커플링
디젤기관	1.25	1.1	1.0
가스터빈	1.0	-	1.0
전 동 기	1.0	-	1.0

<표 4.8-2> 수명계수

수명시간(h)	12,000 이하	25,000 이하	35,000 이하	50,000 이하	75,000 이하	100,000 이하
수명계수	1.33	1.0	0.87	0.82	0.72	0.65
연간 운전시간(h)	300 이하	600 이하	900 이하	1,200 이하	1,900 이하	2,500 이하

4.8.2 기어감속기의 선정

(1) 펌프용 기어감속기의 선정은 감속비, 원동기회전수, 전달용량 및 허용 스러스트하중 등에 의해서 선정하지만, 선정시에는 경제성 등을 종합적으로 비교해서 선택할 필요가 있다.

① 감속비를 구한다.

$$\text{감속비} = \frac{\text{원동기의회전수}}{\text{펌프의회전수}}$$

원동기 및 축이음의 종류에 따라 하중계수를 선택한다.

펌프의 예상 총 운전시간(수명시간)에 따라 수명계수를 선택한다.

② 전달용량은 상기의 전달용량식으로부터 구한다.

③ 선정도의해 채용해야 할 기어감속기의 형번을 선정한다.

④ 입축펌프는 특히 입축유성기어감속기의 베어링 허용스러스트 하중 이하인가를 점검 한다.

4.9 유체커플링

(1) 원동기에서 동력을 전달할 때에는 완충작용 또는 비틀림 진동방지 등이 필요한 경우, 또는 시동기능의 향상이나 속도제어 등이 요구되는 경우, 유체 커플링을 동력 전달장치로 검토할 필요가 있다.

(2) 원동기에서 특히 내연기관의 경우, 비틀림 진동에 대한 완충작용의 필요성과 원동기 종류를 막론하고 시동성, 속도제어, 무부하운전 등이 요구되는 경우에는 유체커플링을 동력전달장치로 기어감속기와 같이 검토할 필요가 있다.

(3) 유체커플링이 감속기에 내장된 경우, 단독으로 분리된 경우가 있지만, 대별하면 일정충전식(충배유형과 일정량형이 있다)과 가변충전식으로 분류된다.

(4) 일반적으로 클러치기능과 축커플링기능을 가진 일정충전식 배유형이 표준적으로 사용된다. 가변충전식은 속도제어를 할 경우에 사용된다. 유체커플링을 선정할 때에는 기능·용도 등을 고려하여 검토할 필요가 있다.

(5) 유체커플링은 전술한 바와 같이 기어감속기를 내장한 경우와 단독으로 분리되어 사용되는 경우가 있다. 어느 경우도 유체커플링은 작동 상 다음과 같은 목적 등에 사용된다.

① 토크 변동의 흡수, 완충 및 비틀림 진동의 방지

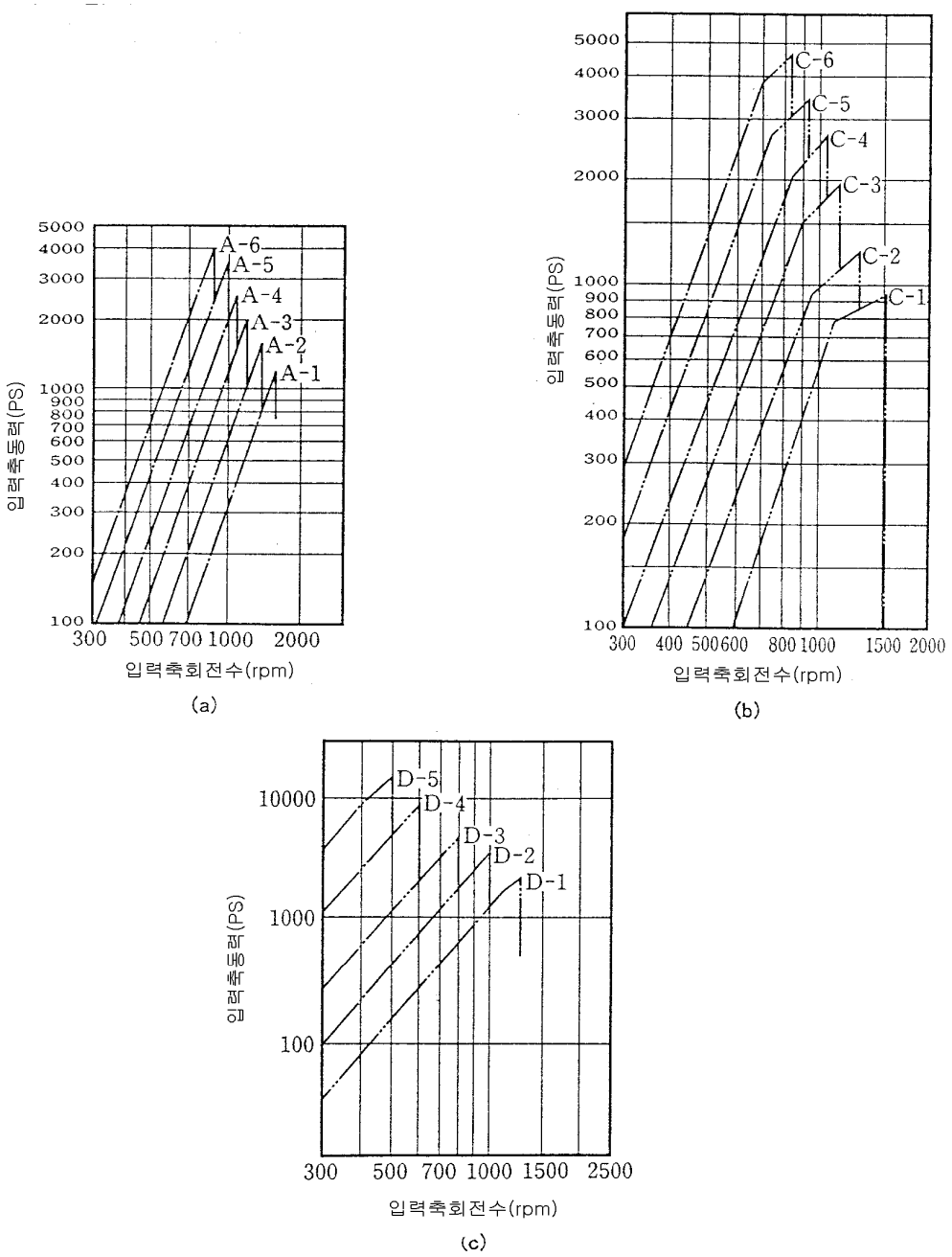
② 원동기의 시동을 용이하게 한다.

③ 클러치 작용

④ 회전속도의 제어

4.9.1 유체커플링의 선정

(1) 유체커플링은 입력축동력과 입력회전수에 따라 선정도 아래 <그림 4.9-1>을 이용해서 채용해야 할 형번을 선정한다.



<그림 4.9-1> 유체커플링선정도(참고)

주) 선정도는 유체커플링의 슬립을 3%로 작도함

4.10 관내 쿨러

(1) 냉각수 계통이 2차 냉각방식인 경우에는 청수냉각기와 동일한 기능을 가진 관내 쿨러를 배출관에 설치하는 것으로 냉각수조의 생략, 기기구성·냉각수계통의 간소화를 도모하는 것으로 종합적인 냉각수방식을 검토할 필요가 있다.

(2) 종래의 청수냉각기를 사용한 2차 냉각방식에서는 설비규모가 크고 냉각수 계통도 복잡하므로 청수냉각기를 배출관 접속의 관내 쿨러를 설치함에 따라 기기구성·냉각수계통의 간소화를 도모함으로써 시설기계설비비의 절감 및 시스템의 신뢰성 향상 등을 고려하여 냉각수방식을 검토할 필요가 있다는 것을 명시한 것이다.

(3) 따라서 냉각수계통이 2차 냉각방식의 변형으로 사용되는 것으로 이전방식과 비교해서 ① 냉각수계통의 보조기계류가 감소, ② 운전조작도 단순화하고 정전시에도 계속운전이 가능, ③ 신뢰성향상 및 냉각수 사용량의 감소, ④ 시스템의 간소화로 전기용량이 저감하는 등 많은 장점이 있지만 채용할 경우에는 다음 사항에 유의할 필요가 있다.

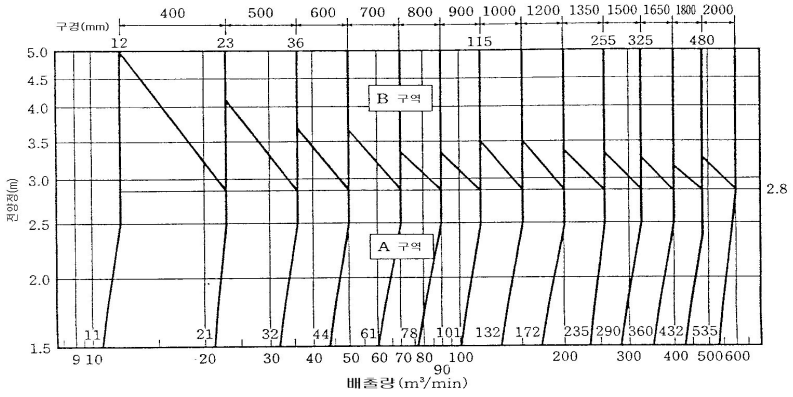
① 전열관을 펌프 배출관 중간에 삽입하기 때문에 수질이 극도로 나쁜(다량의 이물, 강한 부식환경 등)경우에는 채용할 때 충분히 고려할 필요가 있다.

② 이전방식에 비해서 큰 공간이 필요하다.

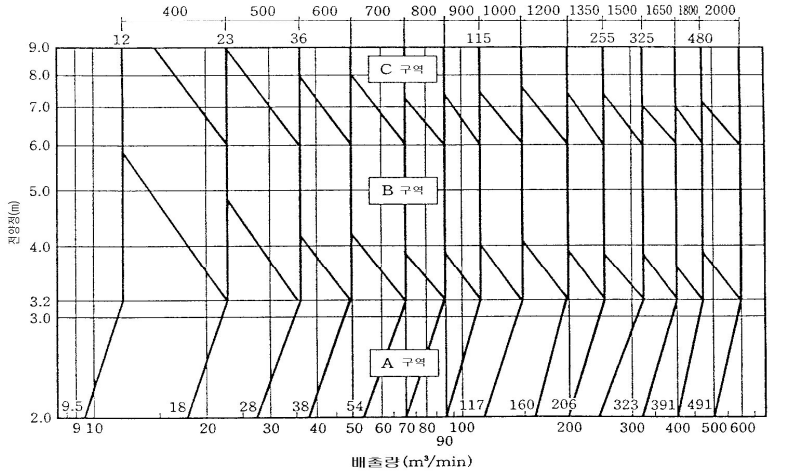
③ 비만관 (非滿管)상태에서는 냉각능력이 저하하기 때문에 설치위치를 충분히 검토할 필요가있다.

4.10.1 관내 쿨러의 선정

(1) 관내 쿨러의 선정방법은 아래 <그림 4.10-1>의 관내 쿨러 선정도에 의거, 배출량과 전양정의 교차점을 구하고 그 상위부근의 영역에서 구경 영역구호를 구한다.



(a) 입·횡축축류펌프



(b) 입·횡축사류펌프

<그림 4.10-1> 관내 쿨러 선정도

4.11 밸브류

(1) 유량조절, 차수, 역류방지 등을 목적으로 설치하는 밸브류는 설치장소, 사용조건 및 유지관리 등을 검토하여 용도에 적당한 형식을 선정한다.

(2) 양배수장에서 사용하는 밸브로는 일반적으로 슬루스밸브(Sluice Valve), 접형밸브(Butterfly Valve), 체크밸브(Check Valve), 플랩밸브(Flap Valve), 로터리밸브(Rotary Valve) 및 푸트밸브(Foot Valve) 가 있다.

(3) 이 가운데 흡입측에 설치되는 것은 슬루스밸브, 접형밸브 및 푸트밸브이고 배출측에 설치되는 것은 슬루스밸브, 접형밸브, 로터리밸브, 체크밸브 및 플랩밸브이다. 밸브 설치는 배관계통의 조건, 설치장소, 사용조건 및 유지관리 등을 검토하여 선정할 필요가 있다.

4.12 보조기계

(1) 펌프설비의 정상적인 운전을 확보하기 위하여 설치하는 각종의 보조기계류는 펌프의 형식, 규모 및 운전조건에 적합하게 구성하고 각기 적절한 기종을 선정하여야 한다.

4.12.1 보조기계류의 종류와 용도

(1) 일반

① 각 보조기계는 주기 전체 공통의 보조기계와 주기마다 설치되는 유니트 방식의 보조 기계로 구분한다. 이중 공통 보조기계의 고장은 직접 주기의 정지원인이 됨으로 중요 도에 따라 예비기를 설치한다. 공통 보조기계의 대수의 분할이나 용량은 펌프설비대 수, 운전방법 등을 고려하여 능률적인 전부하 운전이 되도록 선정할 필요가 있다. 유니 트 방식의 보조기계 고장은 양배수장 전체의 정지원인은 되지 않으므로 보통 예비기 를 설치하지 않는다.

(2) 보조기계의 종류와 용도

① 봉수펌프: 축봉부로 봉수 압송용
② 냉각수펌프: 펌프베어링, 전동기, 기어감속기, 유체커플링, 디젤기관에 냉각수 송수용
③ 급수펌프: 축봉용, 냉각용, 윤활유 등에 사용하는 물의 보급수조, 고가수조 등에 급수 용
④ 윤활수펌프: 압축펌프의 수중베어링 윤활수의 주수용
⑤ 윤활유펌프: 각 기기의 윤활유 공급용
⑥ 압유펌프: 유압가동익펌프, 유압밸브 등의 압유공급용
⑦ 진동펌프: 주펌프의 호수용
⑧ 장내배수펌프: 각 기기에서의 배출수, 드레인의 배수용으로 자연배수가 되지 않는 경 우에 사용한다.
⑨ 연료이송펌프: 연료저유조에서 소출조까지의 연료를 보급하는 것으로 기어펌프가 사 용된다.
⑩ 공기압축기: 내연기관의 시동용 또는 압유용
⑪ 잡용수펌프: 장내의 청소 등의 잡용수 배제용
⑫ 가반식배수펌프: 닥트, 피트 등의 부분적인 배수용
⑬ 자가용발전설비: 정전시의 보조기계동력 및 조명용
⑭ 보급수탱크: 순환사용의 봉수, 윤활수 및 냉각수의 저수용
⑮ 고가물탱크: 봉수, 윤활수의 정압공급용
⑯ 환기장치: 펌프장의 환기를 하는 설비
⑰ 스트레이너: 축봉용, 냉각용, 윤활용 등으로 사용하는 물에 부유물이 있을 경우 이를 제거하는데 사용한다.

4.12.2 보조기계설비의 구성

(1) 보조기계의 구성은 특별한 용도 및 초대형 양배수장의 경우에는 사용빈도나 사용조건에 적합한 보조기계를 별도로 검토해야 한다.

① 예비기를 설치하는 것

가. 복수대수의 주 펌프에 공통으로 사용되는 기기는 예비기를 설치하는 것을 원칙으로 한다. 예를 들면 냉각수펌프(간접냉각방식으로 2차측의 원수의 취수에 사용되는 것 등), 공기압축기, 진공펌프, 연료이송펌프, 윤활수펌프, 장내배수펌프 및 고가물탱크 용 급

수펌프 등이 있다. 고가 물탱크용 펌프 등으로서 타 용도의 펌프와 겸용이 가능 할 때에는 예비기가 필요하지 않는다. 2차 냉각수 펌프계통에 자동 스트레이너 등을 설치할 경우에는 각 2차 냉각수 펌프마다 자동 스트레이너를 설치할 필요가 있다.

② 예비기를 설치하지 않는 것

가. 주 펌프에 공통으로 사용되는 환풍기, 연료저유탱크, 연료소출탱크, 고가물탱크는 예비기를 설치하지 않는다.

나. 연료저유탱크의 용량이 큰 경우(20～30 ㎘ 정도 이상)에는 위험분산과 도로수송의 규격제한 등을 고려해서 복수로 용량을 분할하여 배치함이 바람직하다. 부지의 제약 등도 있으므로 각각의 경우에 따라 검토할 필요가 있다.

③ 자가용발전기(보조기계용)의 설치

가. 주 펌프가 내연기관구동일 때, 상업용 전원이 용이하게 인입될 경우에는 자가용발전기 1대를 예비기로서 설치하고 상업용 전원의 인입이 아닌 경우에는 자가용발전기를 상용, 예비 각 1대를 설치한다.

나. 주 펌프가 전동기구동일 때 양·배수장의 중요도 등으로 필요가 있다고 인정될 경우에는 정전시의 보안전원으로서 자가용발전기를 설치한다. 자가용발전기의 용량은 최소한의 필요량으로 한다.

④ 주요기기 직속의 보조기계

가. 각 주 펌프에 유니트로 부착되어 있는 보조기계는 예비기를 붙이지 않는다.

나. 예를 들면 봉수펌프, 윤활유펌프(기어감속기, 내연기관 등), 급유펌프(유체커플링 등)이다. 내연기관의 시동용 공기탱크는 각 원동기마다 예비기를 설치하며, 각 원동기간에 독립되게 하는 것이 바람직하다. 자가용발전기로서 예비기가 설치되어 있을 때에는 예비의 공기탱크를 설치하지 않는다.

다. 배수펌프로서 내연기관구동일 경우, 냉각수탱크의 용량결정에는 펌프의 운전시간 실태를 고려할 필요가 있다.

⑤ 원전계통과 보조기계의 조합

가. 자가용발전기와 주 펌프의 운전에 앞서 준비조작으로서 운전이 필요한 것 또는 홍수기에 앞선 시운전조정에 필요한 것은 항상 상업용 전원으로도 운전이 될 수 있도록 하는 것이 좋다. 예를 들면 공기압축기, 연료이송펌프, 실내배수펌프, 급수펌프, 천장 크레인, 수위계, 충전회로, 제진기, 수문 등이 있다.

4.12.3 냉각수 등 설비

(1) 펌프설비를 운전할 때 봉수, 윤활수, 냉각수 설비가 필요하다. 이들의 수량은 펌프 형상, 구경, 원동기 형식, 유체커플링, 기어감속기의 유무 등의 조합으로 결정한다.

4.12.4 진공펌프

(1) 진공펌프는 상대풍량을 구해 선정한다. 실제 펌프설비가 설치된 상태에 따라 배관길이가 크게 다른 경우가 있으므로 이러한 때에는 상세한 검토가 필요하다. 관내 쿨러를 사용할 때는 쿨

러 길이를 가산하여 검토한다.

4.12.5 자가용 발전기

(1) 자가용 발전기용량

① 양배수장의 보조기계를 자가용 발전기로 구동하기 위한 자가용 발전기 용량은 ① 상시 부하용량, ② 시동시 부하용량, ③ 시동시 전압강하를 검토하여 그 값의 최대 값을 필요용량으로 한다

(2) 발전기 출력

① 발전기 출력은 ① 상시 부하에 필요한 출력, ② 시동 부하에 필요한 출력, ③ 시동 전압강하에 필요한 출력을 검토해서 그 최대값을 필요출력으로 한다.

4.12.6 환기장치

(1) 양배수장에는 각종 기름, 가스 등의 연소로 발생하는 가스 및 전동기나 내연기관에서 발생하는 열의 배제, 엔진연소에 필요한 공기량, 운전관리자의 건강위생상 필요한 공기의 공급 등으로 인한 환기장치가 필요할 경우가 있다. 환기장치의 용량을 검토하여 결정한다. 그러나 건축법, 근로기준법에 규정된 경우에는 그에 따르도록 한다.

4.13 수격작용과 조압수조

4.13.1 수격작용

(1) 펌프시설은 수격작용에 의한 피해를 방지하기 위하여 부압발생 방지와 압력상승의 경감 등 적절한 대책을 강구하여 안전을 도모해야 한다.

(2) 송수관로에서 밸브의 급폐색이나 펌프의 급격한 시동이나 정지 등을 하면 물의 운동량이 단시간에 변화하며 관로 내에 큰 압력상승과 압력파가 발생한다. 이를 수격작용이라고 부르며 이 때의 상승 압력을 수격압이라 하고, 이 때의 파를 수격파라고 부른다.

(3) 관내의 유속을 급격히 변화시켰을 때 유수의 관성에 의한 에너지가 관로 내를 일정한 속도로 왕복하게 된다. 이 현상을 압력맥동이라고 한다. 그러나 압력맥동과 수격작용을 명확히 구분하기는 어렵다. 만약에 관로 도중에 자유수면이 있으면 이 수면부에서 진동(surging)현상이 발생한다.

(4) 일반적으로 수격작용에 의한 압력상승 또는 강하는 관로의 길이, 초기 유속, 밸브 조작 후의 유량, 압력파의 전파속도, 밸브의 조작속도 및 조작상태 및 동적 특성 등에 따라 변화한다. 이들 중 압력파의 전파속도는 관의 재질에 의하여 결정된다. 특히 농업용 관수로에서는 물이용에 있어서 유량의 변화가 상대적으로 크기 때문에 분수공 또는 펌프장의 밸브 특성과 조작시간 등에 의한 영향이 크다. 따라서 이들을 파악하여 수격압을 작게 하도록 기구를 검토하는 것도 중요하기 때문에 이 현상을 해석하여 송수관로의 부설계획과 함께 적절한 대책을 강구하여야 한다.

4.13.1.1 수격작용의 피해

(1) 관내 압력상승 또는 강하에 의한 관, 밸브, 펌프 등의 기기가 파손된다.
(2) 관내 부압이 크게 됨에 따라 수중에 녹아 있던 공기가 분리 (수주분리)한다든지, 공기밸브로부터 공기의 혼입 등에 의하여 발생하는 공기해머 현상 또는 캐비테이션에 의해 관체나 기기가 파손된다.
(3) 공기의 체류에 의한 통수 및 분수의 기능저하 또는 관로계를 재가동시키기 위한 배기 및 주 수(注水)작업 등에 의한 송수관의 송수기능의 정지 및 노력시간의 투입이 필요하다.
(4) 수면동요에 의하여 분수공과 배출수조 등으로부터 월류가 발생한다.
(5) 펌프 및 원동기 등이 역전 과속에 의한 기기의 파손이 생긴다.

4.13.1.2 수격작용의 경감방법

(1) 부압 (수주분리)발생 방지법

① 플라이 휠 (fly wheel)

펌프에 플라이 휠을 붙여서 펌프 회전부의 관성효과를 크게 하여 펌프 양수량의 급격한 저하를 방지한다. 시설은 비교적 간단하고 효과도 크나 관로가 대단히 긴 경우 또는 관로의 요철이 심한 경우에는 펌프 크기에 비해 대단히 큰 플라이 휠을 필요로 하며 이를 부착하는 것이 불가능한 경우가 있다.

② 조압수조 (surge tank)

관로의 도중에 큰 조압수조를 설치하여 부압을 방지함과 동시에 압력상승도 흡수할 수 있다. 이 경우에는 조압수조 이후에서는 수격작용이 발생하지 않으므로 펌프와 조압수조 사이만 고려하면 된다. 단 관로의 내부 압력이 높은 경우에는 조압수조의 높이가 높아져 건설비가 많아질 뿐만 아니라 설치공간의 제약으로 인하여 제한되는 경우가 있다. 단동 조압수조는 부압이 발생하는 곳에 설치하여 접속부의 관내 압력이 조압수조 내의 압력보다 낮게 되면 체크밸브가 열려 관로에 물을 공급하여 다시 압력강하가 생기는 것을 방지하는 작용을 한다. 단동 조압수조는 단순 조압수조에 비하여 높이를 낮게 할 수 있는 장점이 있다. 그러나 단동 조압수조의 작용이 유효한 관로의 길이는 짧다. 관로 길이가 간 경우 또는 관로 상태에 따라서는 여러 개의 조압수조를 설치해야 하기 때문에 단순 조압수조를 사용하였을 경우와의 경제성 및 유지관리의 용이성을 비교 검토하여 채택여부를 결정하여야 한다. 단동 조압수조는 체크밸브, 슬루스 밸브, 급수장치(급수관, 플로트밸브 등), 월류관 등의 부대시설을 필요로 한다.

③ 압력수조

펌프가 급정지한 후에 발생하는 압력강하 시에 압력수조 내의 물을 내부의 공기압력에 의하여 관로에 급수한다. 일반적으로 압력수조는 비교적 유량이 적은 설비의 경우, 양정이 높은 경우, 압력변화를 억제하는 범위가 넓은 경우 등에 사용된다.

④ 공기밸브 및 공기관

압력강하 시에 물을 공급하는 것이 불가능한 경우 또는 관로가 수평이거나 부압발생점 보다 하류측이 자연유하하는 경우로서 보급수량이 대단히 많아지는 경우에 사용된다. 예를

들면 부압발생 위치가 배출수위보다 높은 경우에는 물을 어느 정도 보급하여도 전부 배출수조로 유입되어 버리기 때문에 공기밸브 또는 공기관을 이용하여 공기를 넣는다. 그러나 관로에 공기를 넣으면 재시동에 시간이 걸리기 때문에 될 수 있는 한 공기를 넣지 않고 부압의 경감을 바라는 것이 바람직하다.

⑤ 기타

가. 관내유속을 작게 한다.

나. 관로의 노선을 변경한다.

(가) 일반적으로 양배수장 가까이에서 배관을 위로 올려 수평이 되게 하는 것은 연직부분에 부압 (수주분리)을 일으키기 쉬우므로 피하는 것이 좋다. 단순 조압수조, 단동 조압수조, 및 압력수조에 대한 상세한 사항은『조압수조』절을 참조한다.

(2) 압력상승 경감방법

① 완폐(緩閉)식 체크밸브

밸브 축에 유압장치를 장비하여 역류 개시후의 역류에 저항하여 밸브를 자동 완폐하는 방법으로 비교적 저양정의 경우에 적합하다.

② 완폐 (緩閉) 바이패스밸브를 붙인 체크밸브

바이패스밸브에 유압장치를 장비하여 역류 개시후의 역류에 저항하여 밸브를 자동 완폐하는 방법으로 고양정의 경우에 적합하다.

③ 급폐쇄 (急閉鎖)식 체크밸브

역류가 크게 되어 급폐쇄하면 높은 압력상승이 발생하기 때문에 역류가 일어나기 직전에 유속이 느릴 때에 급폐쇄하는 방법이다.

이것은 밸브의 폐쇄지연에 의한 압력상승을 방지하는 것뿐이고 관로에 생기는 수격 작용은 방지할 수 없다. 그러나 체크밸브의 폐쇄지연만이 문제가 되고 관로가 짧아서 실양정의 큰 경우에는 유효하다.

④ 유압식 볼 밸브 또는 유압식 뉴들 밸브

정전과 동시에 유압기구에 의한 밸브 개도를 제어하여 유속의 변화를 작게 할 수 있기 때문에 압력상승을 작게 할 수 있다. 고양정 대용량의 경우에 이 밸브를 채용하는 경우가 많다.

⑤ 유압식 압력조절 밸브

이 밸브는 주로 압력 상승시에 강제적으로 밸브를 열어서 관로의 압력상승을 방지하는 것으로 비교적 역수(逆水)규모가 작고 양정이 높은 경우에 적합하다.

이 방식은 압력 강하시에 밸브를 여러 관로에 급수하는 것도 가능하다. 그러나 관 로내의 압력변동이나 유속의 변화가 단기적인 경우에는 동작의 추종성을 검토하여 채택여부를 결정하여야 한다. 이와 거의 동일한 작용을 하는 것으로 자동압력조정 밸브가 있다. 이 밸브는 1차 측의 관로압력에 의하여 자동 개폐하는 형식이다.

⑥ 안전밸브

압력이 설정한 압력보다 상승하면 안전밸브가 열려 이상 압력상승을 방지한다. 그러나 관로가 짧고 압력변동의 주기가 짧은 경우에는 안전밸브의 동작이 느려지는 경우가 있으므로 효과는 그다지 기대되지 않는다.

⑦ 바이패스(側管) 장치

증압 중계펌프장의 시동 또는 정지시에 수격작용 경감에 효과가 있다.

⑧ 배출전동밸브의 2 스피드 방식

정상적인 펌프의 운전상태에 있어서 펌프를 정지할 때에는 보통 우선 배출 밸브를 닫고 정지하지만 관로가 긴 경우에는 정상적인 밸브 개폐시간이라도 압력파의 왕복시간이 길어서 급폐쇄에 가까운 상태가 되어 큰 압력 상승이 생기는 경우가 있다.

특히 흡입관이 긴 펌프계, 예를 들면 증압 중계펌프의 배출전동밸브에 슬루스 밸브와 같은 밸브의 개도가 0 ~ 20%의 범위가 안되면 조리개의 효과가 없는 형식의 밸브를 사용하는 경우에는 이상 압력상승이 일어나는 경우가 있다.

이와 같은 경우에는 배출밸브 완전 개방으로부터 어느 개도까지는 보통 스피드로 폐쇄하고 후반에는 완폐쇄하는 2 스피드 방식을 채택한다.

⑨ 배출관로의 물을 전부 역류시키는 가장 간단한 방법으로 압력상승을 방지할 수 있으나 흡입수조의 역류에 대하여 고려할 필요가 있다. 더욱이 다), 바) 및 사) 항을 제외하고는 어느 것이나 역류를 인정하는 방법이고 흡입수조의 월류를 배려하는 동시에 원동기를 역전에 견딜 수 있게 한다.

(3) 수격작용의 해석

수격작용의 해석은 수격작용 현상의 기본 식에 회전 부분의 운동방정식, 펌프의 특성 및 펌프의 양정과 관로 하류의 압력과의 관계식, 기타 분기점과 합류점 등의 경계 조건을 고려하여 해석한다.

해석방법은 축차계산법, 도식해법, 특성곡선법 등이 있다. 복잡한 배관계통이나 밸브제어 등을 포함한 수격작용은 컴퓨터를 이용하여 계산하지만 단순배관계통에서는 최저압력 값 및 수주분리의 유무를 검토하기 위해서는 간이 계산도표를 이용할 수 있다.

① 이론식에 의한 방법

가. 밸브의 급폐쇄 (t < 2L/a)에 의한 압력상승

정상류인 관로에서 하류측에 있는 밸브를 급폐쇄 (t < 2L/a)하면 밸브 지점에 큰 압력상승이 생긴다. 이 압력상승 값은 아래의 Joukowsky 식에 의하여 구할 수 있다.

$$\triangle H = \frac{a}{g} V_0$$

여기서, $\triangle H$: 최대압력상승 수두 (m)

a : 압력파 전파속도 (m/s)

V_0 : 밸브 폐쇄 전의 관내 평균유속 (m/s)

t : 밸브 폐쇄 시간 (s)

L : 관의 길이 (m)

나. 밸브의 완폐쇄 (t > 2L/a)에 의한 압력상승

밸브의 완폐쇄에 의한 압력상승은 Allieve의 계산식이나 도표를 이용하여 구할 수 있으며, 또한 퀵 (Quick)의 수격선도에서 구할 수 있다.

다. 밸브 개폐중의 유속은 밸브의 특성이나 관로의 마찰손실 때문에 직선적으로 변화하지

않으므로 주의하여야 한다.

② Allieve의 방법

밸브의 완폐쇄시 및 완개방시의 압력상승을 구하는 Allieve의 계산식은 다음과 같다.

$$\frac{\Delta H}{H_0} = \frac{K_1}{2} \pm \sqrt{K_1 + \frac{K_{14}^2}{4}}$$

$$K_1 = \left(\frac{L \cdot V'}{g \cdot H_0 \cdot t}\right)^2$$

여기서, 우변의 + 는 완폐쇄시의 경우이며 – 는 완개방시의 경우이다.

ΔH: 최대압력상승 수두 (m)

L: 관의 길이 (m)

H_0: 밸브 위치에서의 정수두 (m)

V': 관내의 초기 및 종기의 유속 차이 (m/s)

t: 밸브 폐쇄 시간 (s)

윗 식은 일반적으로 t > L/300 의 조건에서 성립되므로 밸브 조작시간도 이를 만족하여야 한다.

③ 퀵 (Quick)의 수격선도 방법

균등하게 밸브를 닫을 때의 밸브 직전에서의 최대압력상승은 퀵 (Quick)의 수격선도에서 구할 수 있다. 관로상수는 다음과 같다.

$$\rho = \frac{a \cdot V_0}{2g \cdot H_a}$$

또 $\mu = \frac{2L}{a}$ 가 되는 시간 간격에서 측정한 폐쇄시간상수는 다음과 같다.

$$N = \frac{T}{\mu} = \frac{T \cdot a}{2L}$$

이에 의하여 퀵 (Quick)의 수격선도에서 C 값을 구하면 압력상승은 다음 식으로 구한다. 퀵 (Quick)의 수격선도는 관로상수와 수격압상수 C의 관계를 폐쇄시간상수 N을 파 라미터로 하여 나타낸 것이다.

$$\Delta H = 2\rho C H_a$$

여기서, ΔH: 최대압력상승 수두 (m)

Ha: 실양정 또는 실 낙차 (m)

H : 최대 수격압으로 Ha + ΔH (m)

ρ: 관로상수

C: 수격압계수 (= $\frac{g \cdot \Delta H}{a \cdot V_O}$)

a: 압력파 전파속도 (m/s)

V_0: 밸브 폐쇄 전의 관내 평균유속 (m/s)
t: 밸브 폐쇄 시간 (s)
L: 관의 길이 (m)
N: 시간상수

④ 도식 및 수치해석에 의한 수격압 해석방법

분수 밸브를 많이 갖는 복잡한 수지상배관, 관망배관에서 수격압의 계산은 탄성이론을 기본으로 하여 도식계산, 혹은 컴퓨터에 의해 계산할 필요가 있다.

관수로 부정류 기본식은 일반적으로 다음 운동방정식, 연속방정식을 사용한다.

$$\frac{1}{g}\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{g}V\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f|V|}{D}\cdot\frac{V}{2g} = 0$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V\frac{\partial H}{\partial x} + V\sin\alpha + \frac{a^2}{g}\frac{\partial V}{\partial x} = 0$$

여기서, V: 관내유속 (m/s)
D: 관경 (m)
x: 거리 (m)
α : 관수로의 기준선에 대한 경사각도
t: 시간 (s)
a: 수격파의 전파속도 (m/s)
H: 기준선에서의 압력수두 (m)
g: 중력가속도 (m/s2)
f: Darcy- Weisbach의 마찰손실계수

상기의 식에 의해 H와 V에 관한 파동방정식을 얻어서 이것의 일반해를 구하여 무차원화한 도식해법의 기본식인 공역방정식을 구할 수 있다. 그러나 이 도해법은 수격압의 과정을 시각화할 수 있는 이점은 있으나, 정도와 노력을 생각하면 다음에 설명하는 수치해석방법이 일반적이다.

수치해석법으로는 우선 대수적 해법을 들 수 있다. 이 방법은 다음에 서술할 특성곡선법에서 파생한 것인데 동일 구경의 관수로 하나에 대하여 2 개의 경계조건식을 만들어 일정시간이 증가할 때마다 이것을 해석하는 것이다. 이 방정식은 마찰항을 고려하였고 프로그램도 간단하여 연산시간이 짧은 이점이 있다. 그러나 경계조건식은 연립 비선형대수방정식이므로 해법에 약간의 기술이 필요하다.

컴퓨터에 의한 상세한 해석방법은 시간과 비용이 들지만 시뮬레이션 모델이므로 관로 계통 전체의 유황 파악이 가능하므로 특히 주요 간선에 대해서는 행할 필요가 있다.

⑤ 경험에 의한 수격압 해석방법

경험에 의한 방법에서의 수격압 그 자체는 밸브의 특성 및 개폐 속도, 관로 연장, 관내유속, 정수압, 관체 재질 등에 따라서 다르므로 일률적으로 결정하기는 곤란하지만 다음에 의해 결정하면 안전하다.

가. 개방형의 경우

수격압은 정수압(통수시)의 20 %로 한다.

나. 폐쇄형 및 반폐쇄형의 경우

정수압 3.5 kg/cm2미만의 경우는 정수압의 100 %로 한다. 정수압 3.5 kg/cm2 이상인 경우는 정수압의 40 % 또는 3.5 kg/cm2 중 큰 값으로 한다. 여기에서 이들 상기의 설계 수격압의 범위에 들어가기 위해서는 밸브 등의 조작이 반드시 완전폐쇄영역이 되도록 조작시간 t를 정해야 한다. 그것에는 우선 t (설계조건에서 정한⊿H/HO와 ρ의 값을 사용하여 t/2, L/a를 구해 t의 값을 구한다)와 강체이론의 적용한계라고 보는 t = L/300에서 구한 t 중에서 큰 값을 조작시간 t로 한다. 단, 여기에서 결정한 조작시간 t는 균등조작 경우에 한하여 밸브폐쇄개시에서 완전폐쇄까지의 시간으로 하여도 좋으나 일반적으로 균등 조작할 수 없으므로 등가폐쇄시간으로 생각할 수 있다.

⑥ 펌프계통의 수격압 간이계산

가. 기본 자료: 수격작용현상의 계산에는 다음의 자료가 필요하다.

(가) 펌프의 시방, 형식, 배출량, 전양정, 회전수, 펌프효율, 펌프특성곡선.

(나) 펌프 대수와 운전상태, 직렬 또는 최대 병렬대수, 최대배출량.

(다) 실양정 및 말단 잔존압력

(라) 원동기 형식, 출력, 회전수, 주파수, 전압.

(마) 펌프 및 원동기의 회전체의 관성효과 (GD2 값)

(바) 송수 본관의 종단면도, 관종, 관경, 관두께.

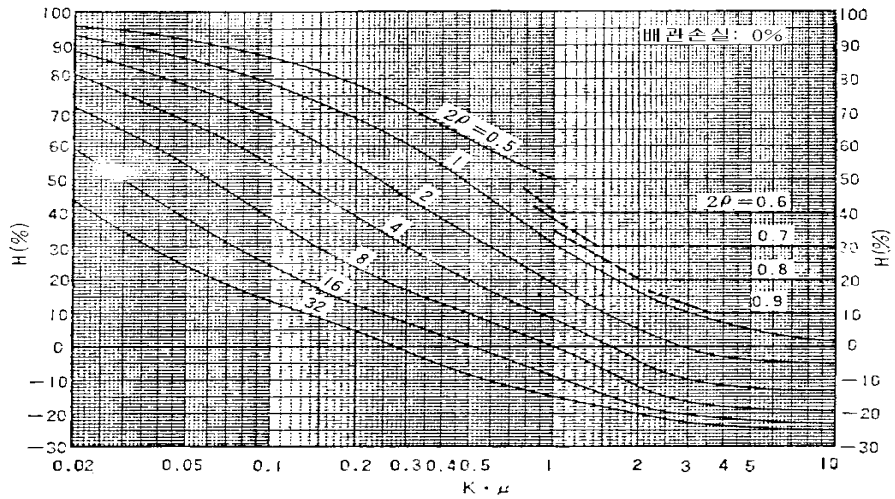
(사) 분기 또는 합류의 유무 또는 분기 또는 합류점의 압력, 유량, 및 관로의 종단면도, 관종, 관경, 관두께.

(아) 펌프배출밸브, 체크밸브의 형식 및 밸브제어방식

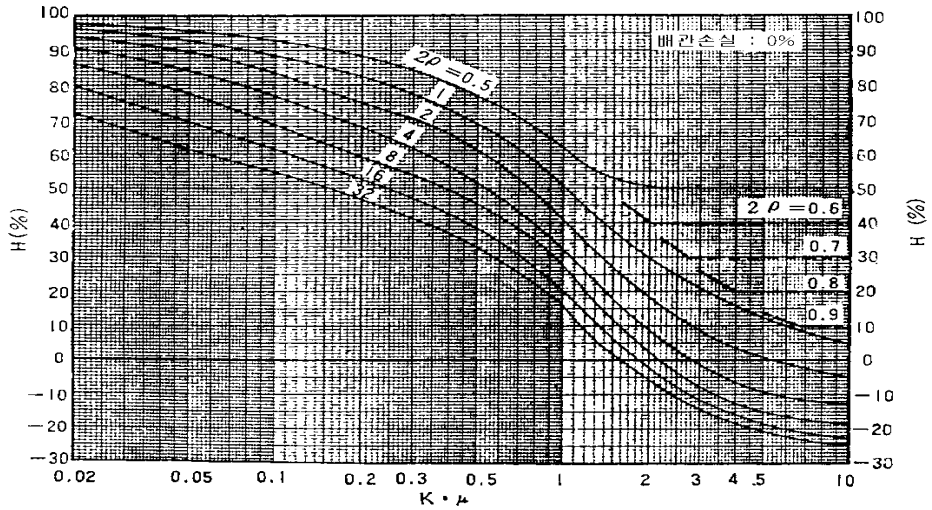
⑦ 간이계산도표

종래 수격작용의 간이계산도표로서 퍼마키안(J. Parmakian)의 도표가 이용되어 왔으나 다시 확장하여 관로손실을 고려한 수격작용의 간이계산도표를 제시하면 아래 <그림 4.13-1>～과 <그림 4.13-9>와 다.

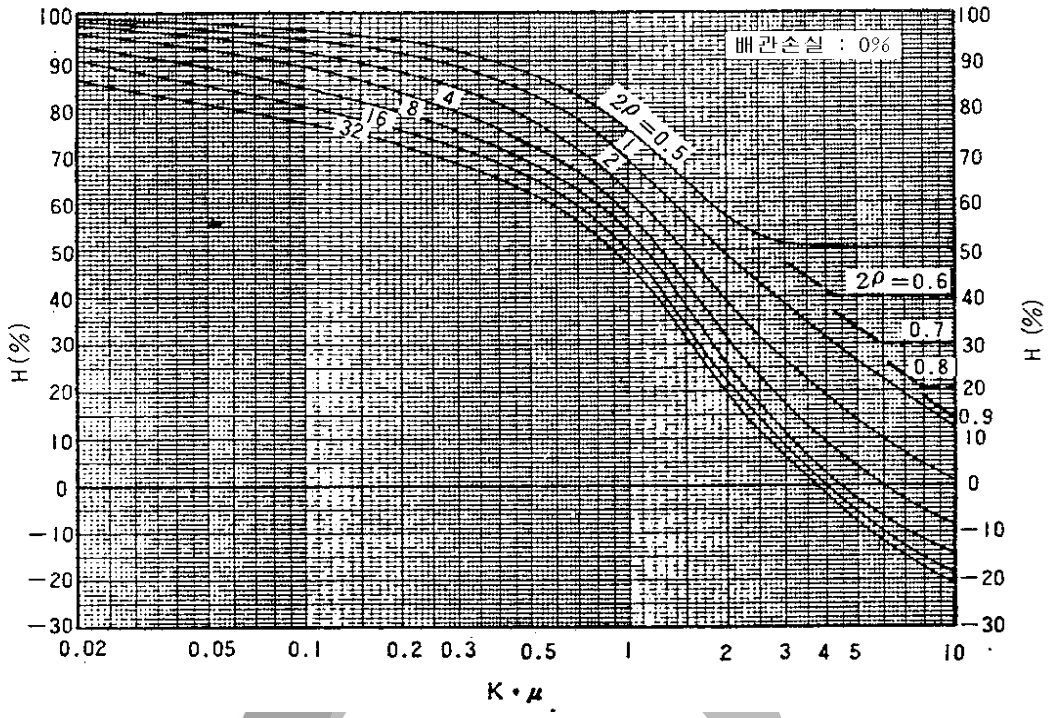
이 그림들은 컴퓨터에 의해서 수치해석을 하여 펌프 급정지시의 압력변화를 펌프 직후 지점, 관로 중간지점 및 관로 3/4 지점의 3개 지점에서의 압력저하를 표시하고 관로손실을 0%, 30%, 60% 의 3개의 값에 대하여 표시하고 있다. 이 그림들에서 압력 H%는 압력변화 후의 관로내의 압력을 전양정으로 나눈 무차원 값이며, 관로내의 실제 압력은 여기에 전양정(Hn)을 곱하면 얻어지며 이는 최저흡입수위로부터의 양정을 나타낸다.



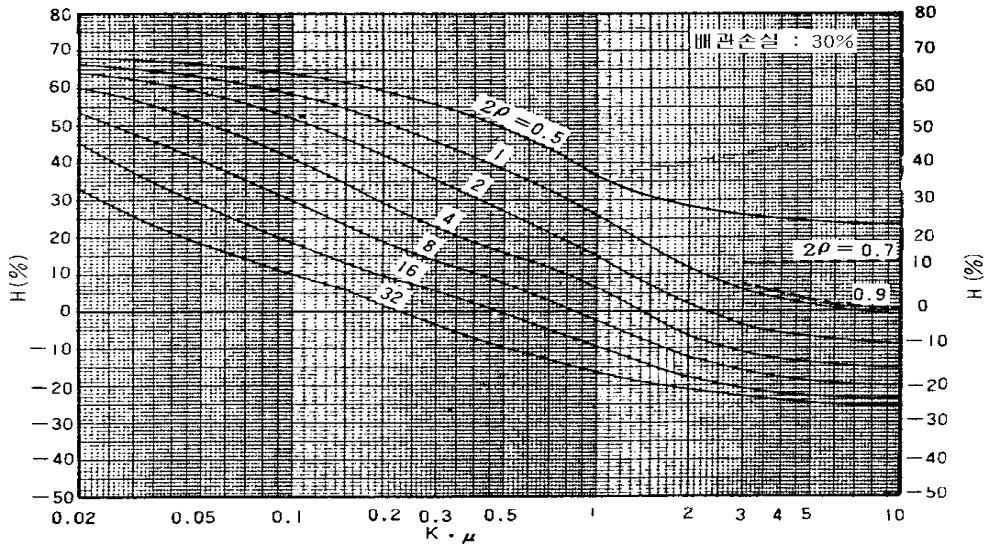
<그림 4.13-1> 관로손실 0%인 때 펌프직후의 최저압력



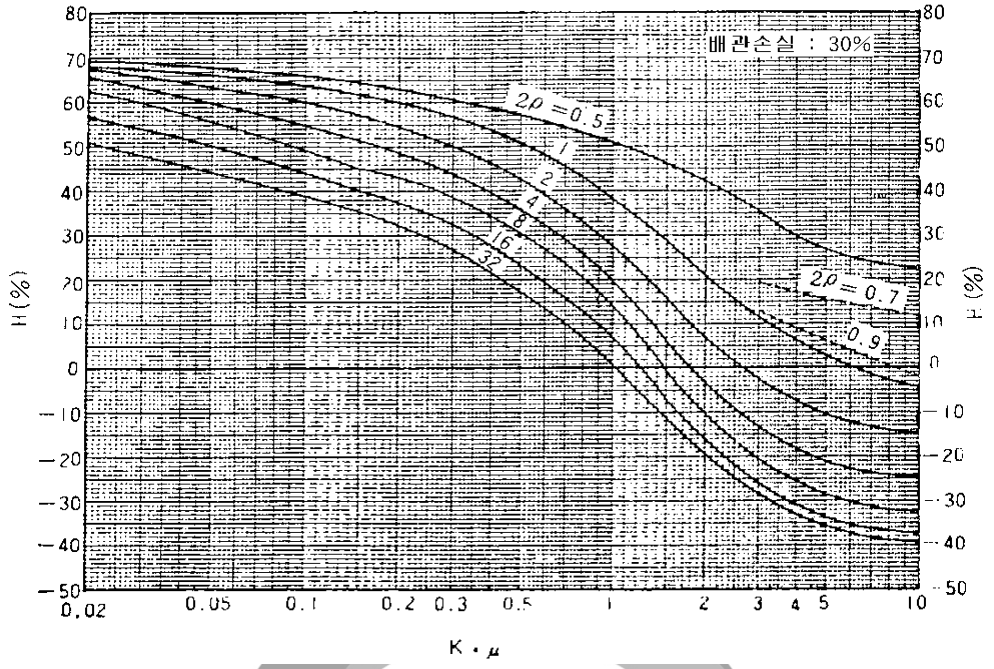
<그림 4.13-2> 관로손실 0%인 때 0.5L 지점의 최저압력



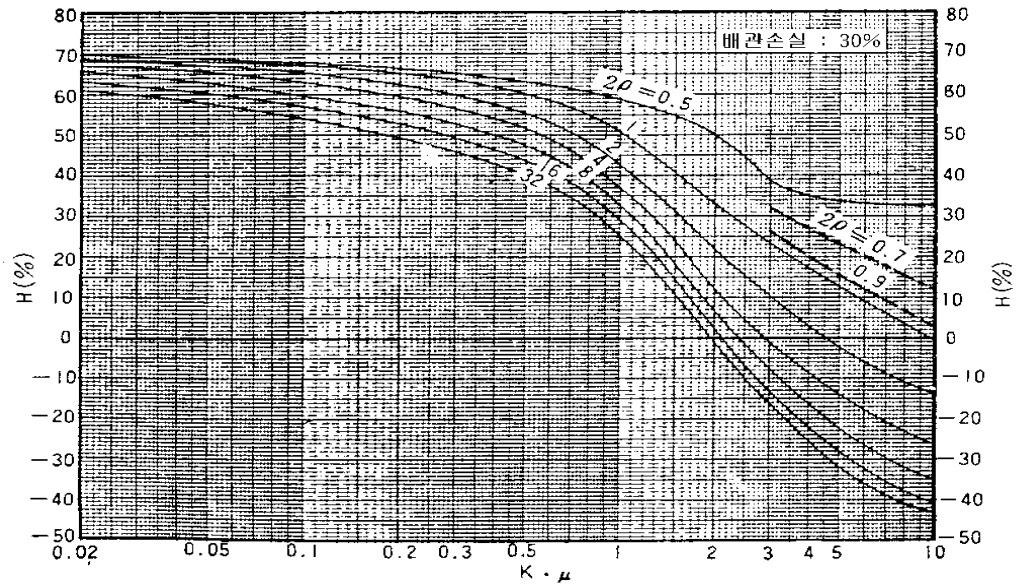
<그림 4.13-3> 관로손실 0%인 때 0.75L 지점의 최저압력



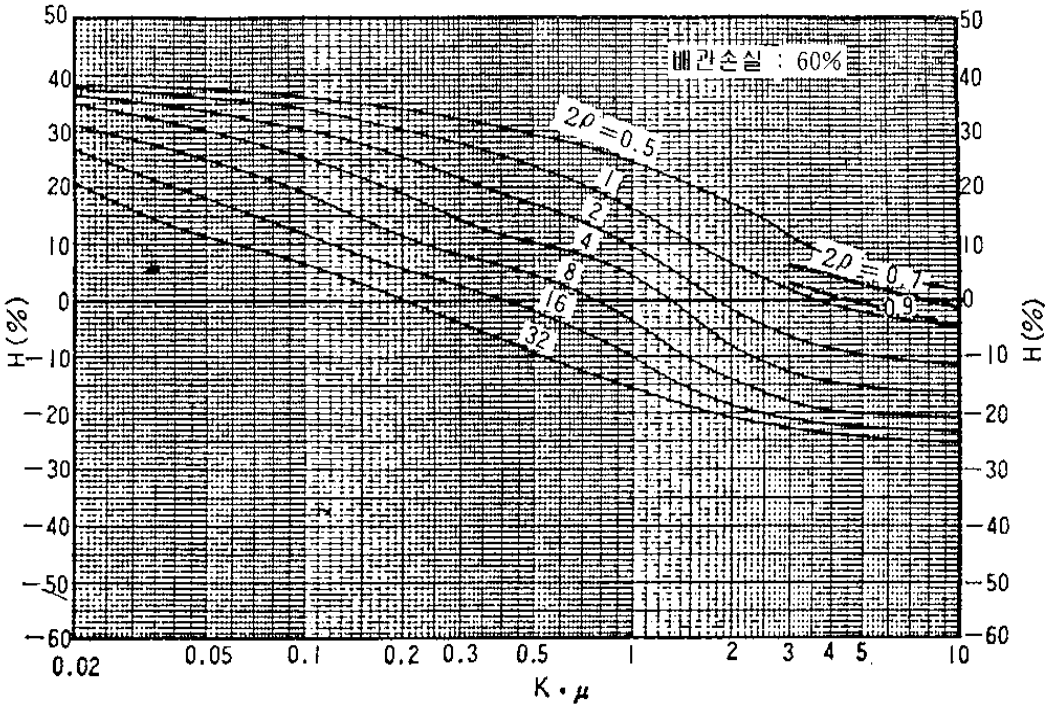
<그림 4.13-4> 관로손실 30%인 때 펌프직후의 최저압력



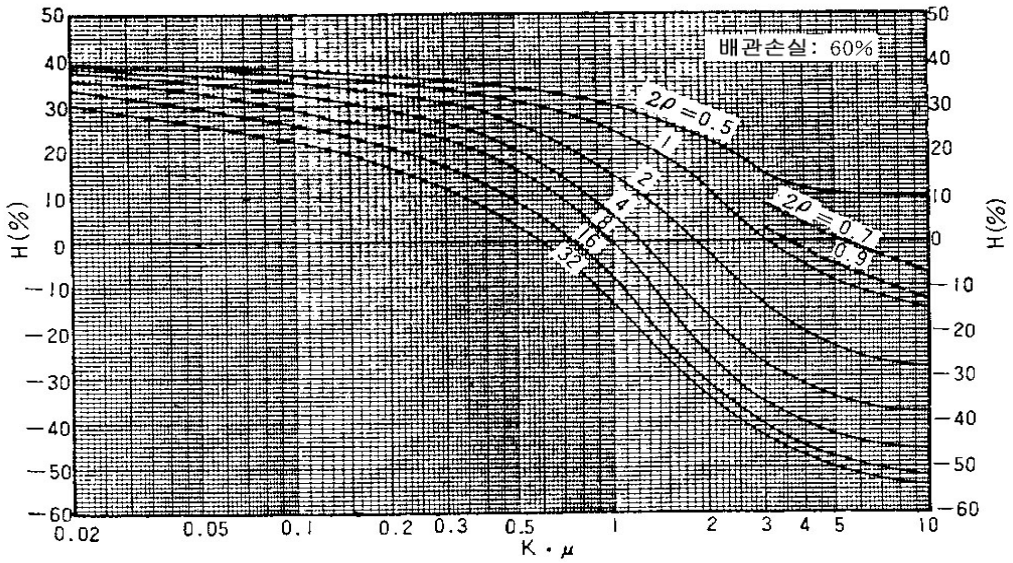
<그림 4.13-5> 관로손실 30%인 때 0.5L 지점의 최저압력



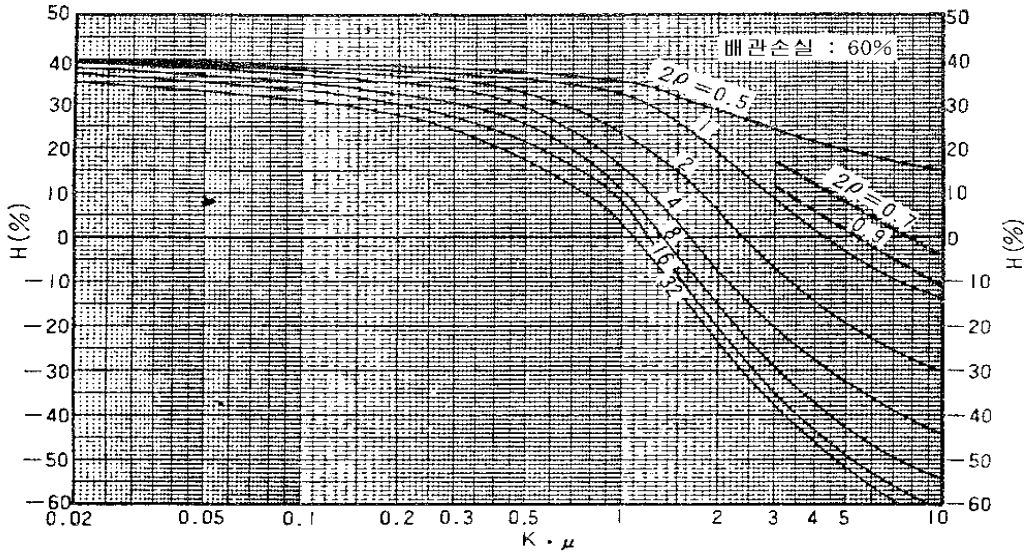
<그림 4.13-6> 관로손실 30%인 때 0.75L 지점의 최저압력



<그림 4.13-7> 관로손실 60%인 때 펌프직후의 최저압력



<그림 4.13-8> 관로손실 60%인 때 0.5L 지점의 최저압력



<그림 4.13-9> 관로손실 60%인 때 0.75L 지점의 최저압력

⑧ 계산순서

가. 펌프 제수치

펌프대수: N대 (병렬운전대수)

축동력: Pn = 9.8 r Qn Hn / η (kW)

여기서 , r: 유체의 비중

Qn: 1대 당 배수량 (m3/s)

Hn: 전양정 (m)

η : 펌프의 효율

토크: Mn = 974 Pn /N (kg m)

여기서, N : 회전수 (rpm)

원동기출력 (전동기): P (kW)

펌프 회전체의 관성효과: (GD2)1 ≒ (GD2)2 x 0.1 (kg ㎡)

원동기 회전체의 관성효과: (GD2)2 (kg ㎡)

플라이 휠의 관성효과 (있는 경우에만 한함): (GD2)3 = G (D12 + D22)/28

여기서, G: 재질 SC 또는 SF인 플라이 휠의 자중 (kg)

G = Wm B π (D22 - D12)/4

D1: 플라이 휠의 내경 (m)

D2: 플라이 휠의 외경 (m)

B: 플라이 휠의 폭 (m)

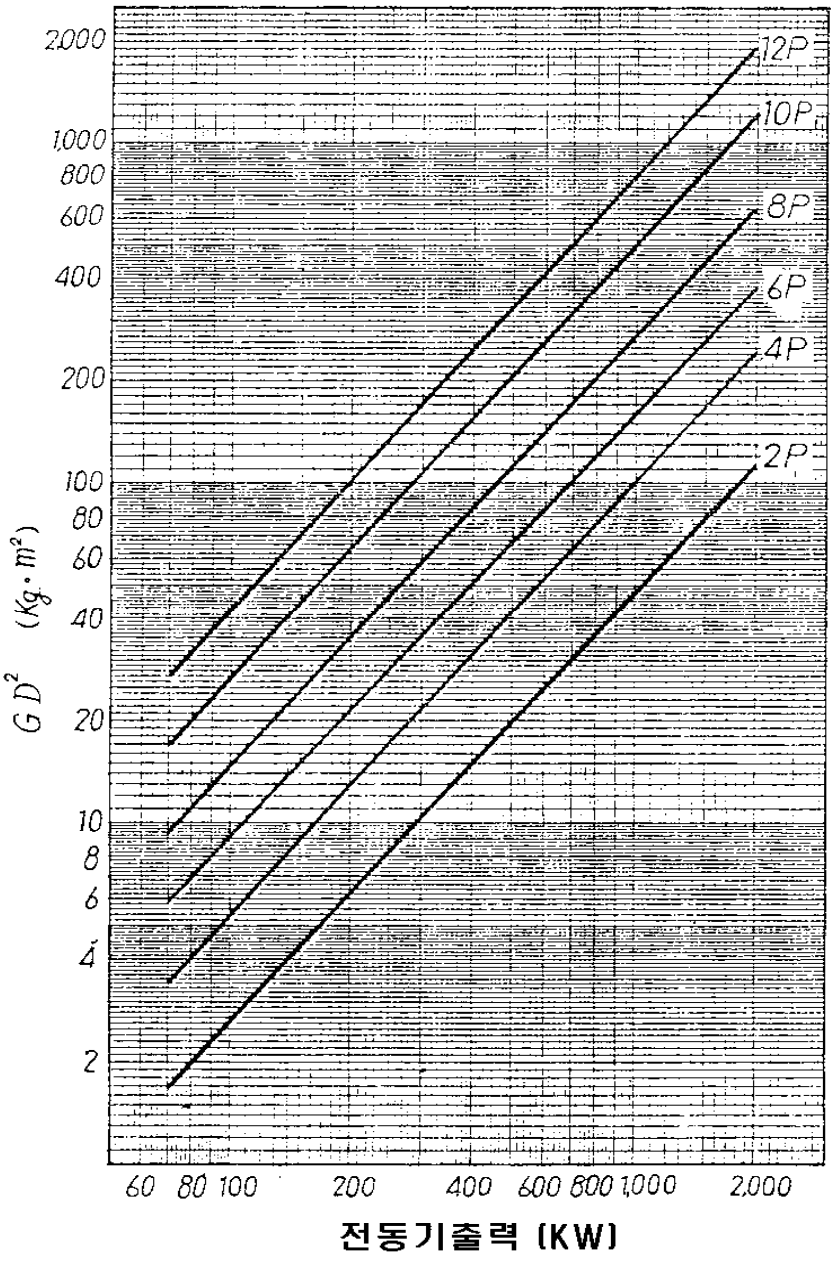
wm: 플라이 휠의 단위중량으로 7,800 kg/m3

회전부분의 전 관성효과: GD2 =(GD2)1+(GD2)2+(GD2)3

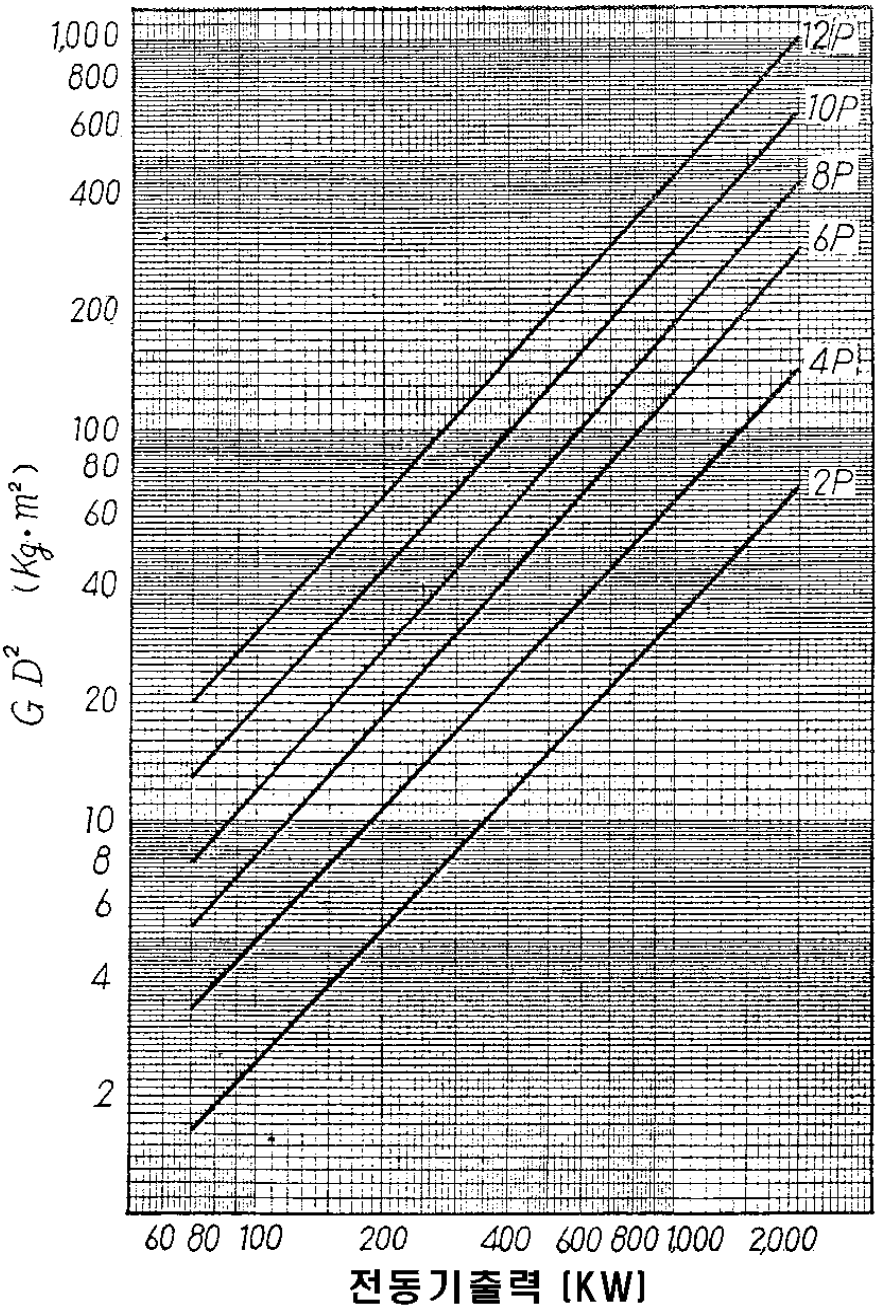
나. 펌프의 관성계수 (K)

$$K = \frac{375\ M_n}{GD^2\ N}$$

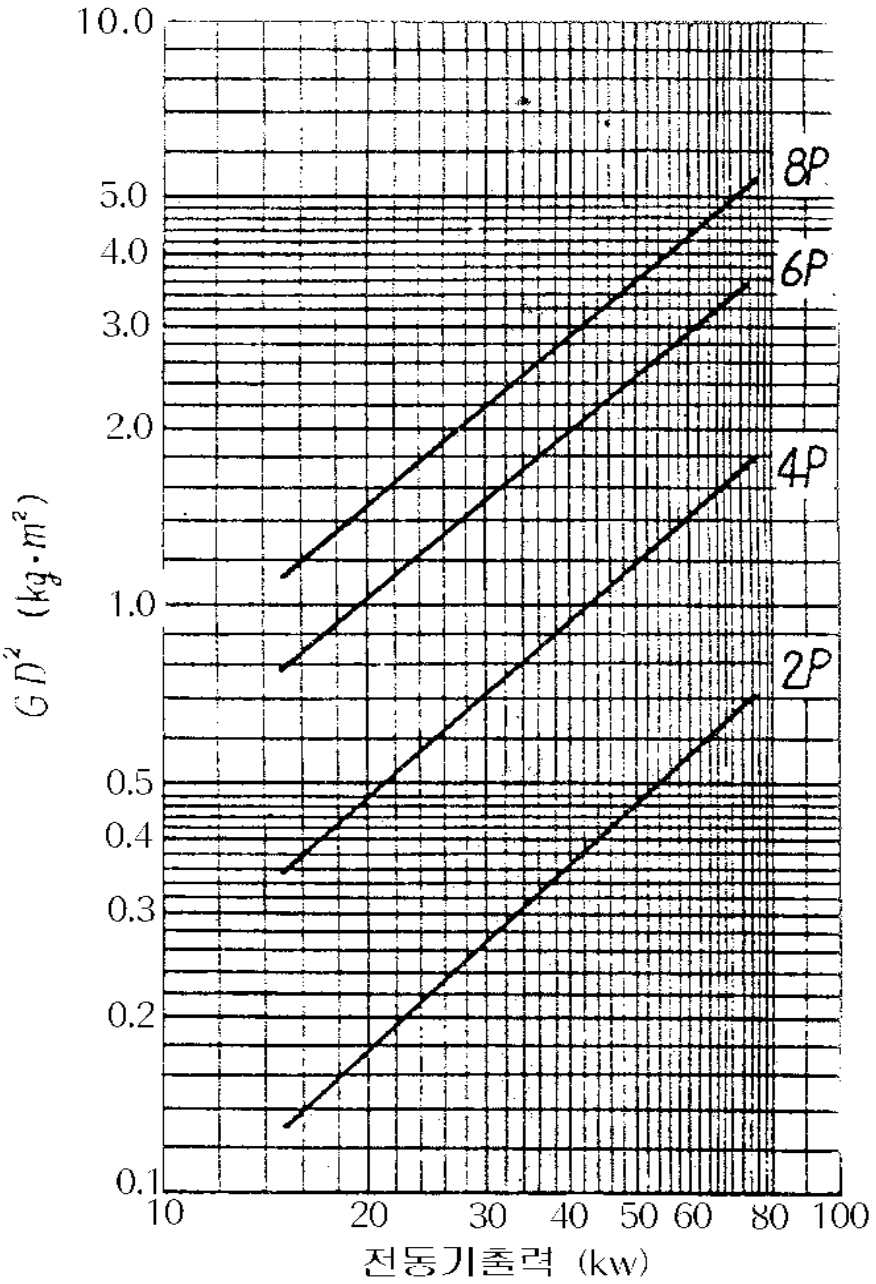
주) 펌프의 관성계수는 종래 도식해법의 편의상 윗 식의 우변의 계수를 187.5로 하고 윗 식에 의한 값의 1/2 값을 취하는 문헌이 많으므로 주의하여야 한다.



<그림 4.3-10> 권선형 전동기의 GD2 선도 (3kV급)



<그림4.13-11> 농형(籠型) 전동기의 GD2 선도 (3kV급)



<그림 4.13-12> 농형(籠型) 전동기의 GD2 선도 (200, 400V급)

다. 관내 유속

송수관로의 내경과 관의 종류가 일정한 경우 평균유속은 다음과 같다.

$$V_n = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad (\text{m/s})$$

여기서 Q : 관 유량 = N · Q n (m3/s)
D : 관 내경 (m)

송수관로 내경과 관의 종류가 일정하지 않는 경우 평균유속은 다음과 같다.

$$V_i = \frac{Q}{\frac{\pi D_i^2}{4}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_n = \frac{\sum (L_i V_i)}{\sum L_i} \quad (\text{m/s})$$

여기서, L은 관로 길이이고, 첨자 i는 관 내경 또는 종류가 바뀔 때 마다 산출해야 한다.

라. 압력파의 전파속도

송수관로의 내경과 관의 종류가 일정한 경우 전파속도는 다음과 같다.

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_w}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_w}{E}\frac{D}{t}}} \quad (\text{m/s})$$

여기서 ρ: 물의 밀도, 0℃ 때 101.97 kgf s2/m4
10℃ 때 101.94 kgf s2/m4
20℃ 때 101.79 kgf s2/m4
D: 관의 내경(m)
t: 관의 두께(m)
Ew: 물의 체적탄성계수, 0℃ 때 1.97 x 108kgf/㎡
10℃ 때 2.07 x 108kgf/㎡
20℃ 때 2.11 x 108kgf/㎡

E: 관의 체적탄성계수이며 재질에 따라 다음과 같다.

강관	2.1 x 1010kg/㎡
닥타일 주철관	1.6 x 1010kg/㎡
주철관	1.1 x 1010kg/㎡
PC 관	0.4 x 1010kg/㎡
흄관	0.20 x 1010kg/㎡
석면관	0.26 x 1010kg/㎡
경질염화비닐관	0.03 x 1010kg/㎡
강화플라스틱 복합관	0.1115 ~ 0.230 x 1010kg/㎡

송수관로 내경과 관의 종류가 일정하지 않는 경우 전파속도는 다음과 같다.

$$a = \frac{\sum L_i}{\sum \left(\frac{L_i}{a_i}\right)} \text{ (m/s)}$$

$$a_i = \frac{\sqrt{\frac{E_w}{\rho}}}{\sqrt{1+\frac{E_w}{E}\frac{D_i}{t_i}}} \text{(m/s)}$$

마. 관로상수 (2 ρ)

$$2\rho = \frac{a \cdot V_n}{g \cdot H_n}$$

여기서 g: 중력가속도
Vn: 관내 평균유속 (m/s)
Hn: 전양정 (m)

바. 압력파의 왕복소요시간 (μ)

$$\mu = \frac{2L}{a} \text{(s)}$$

사. K · μ

펌프의 관성계수 (K)와 압력파의 왕복소요시간(μ)를 곱한다.

아. 최저압력 경사선도의 작성

(가) 관로 종단도를 작성한다.

(나) 관로손실 비율 %를 다음식에 의하여 계산하고 앞의 나)항 간이계산 도표 중 관로손실 비율 %에 가까운 도표를 선정한다.

$$\text{관로손실비율}(\%) = \frac{H_l\ (\text{관로손실})}{H_n\ (\text{전양정})} \times 100\ (\%)$$

단, 관로손실 비율 %가 두개의 계산도표의 중간에 해당하는 경우에는 두 도표에

서 수치를 읽어 보간법에 의하여 구하여 이중에서 관로손실 비율 %가 큰 쪽의 계산도표를 적용하면 시설에 대하여 안전 측의 값이 된다.

(다) 전 항에서 구한 펌프 직후에서의 압력저하와 관로 도중 지점에서의 압력저하 값을 최저흡입수위를 기준으로 관로종단면도에 기입한다.

(라) 최저압력값과 최저배출수위 사이를 완만한 곡선으로 연결하면 관로의 최저압력경사선을 구할 수 있다. 이론상으로 이 부압이 대기압 이하가 되면 수주분리가 일어난다. 그러나 계산상의 오차 등을 고려하여 이 부압이 5～7m 이내가 되도록 대책을 강구한다.

자. 개략 최고압력경사선도의 작성

최고 압력경사선도는 최저 압력경사선도를 최고배출수위를 기준으로 대칭의 위치에 그린다. 즉, 최고배출수위에서 본 최저 압력값 (예를 들면 -H0, -H0.5L, -H0.75L)을 최고배출수위를 기준의 +측에 가산하여(예를 들면 +H0, +H0.5L, +H0.75L) 각 압력점을 고해서 곡선으로 연결하면 최고 압력경사선도를 작성할 수 있다. 이상의 최저 및 최고 압력경사선은 관로내의 개략적인 압력을 구하는 방법이며, 관로의 상세한 설계를 하는 경우에는 실제의 펌프특성, 밸브특성, 더 나아가서는 관로의 정확한 경계조건 등을 고려하여 컴퓨터 등을 이용하여 정확한 압력을 구해야 한다.

4.13.2 조압수조

(1) 조압수조를 채용하는 경우에는 다음과 같은 기본적인 주의사항을 고려하여야 한다.

① 펌프의 가동 또는 정지에 따른 관수로내의 유량변동에 대하여 수면변동이 크지 않도록 충분한 단면적을 가져야 한다.

② 가능한 한 양수장에 가깝게 설치해야 한다. 고양정에서 다른 조건 때문에 양수장에서 멀리 떨어진 곳에 설치하면 조압효과는 감소된다.

③ 부압발생을 방지할 목적으로는 부압이 발생하는 근처에 설치한다.

④ 작동과정에서 조압수조가 비게 되거나, 송수관 내로 공기가 유입되지 않도록 충분한 용량으로 한다.

4.13.2.1 일반사항

조압수조를 채용하는 경우에는 다음과 같은 기본적인 주의사항을 고려하여야 한다.

(1) 펌프의 가동 또는 정지에 따른 관수로내의 유량변동에 대하여 수면변동이 크지 않도록 충분한 단면적을 가져야 한다.

(2) 가능한 한 양수장에 가깝게 설치해야 한다. 고양정에서 다른 조건 때문에 양수장에서 멀리 떨어진 곳에 설치하면 조압효과는 감소된다.

(3) 부압발생을 방지할 목적으로는 부압이 발생하는 근처에 설치한다.

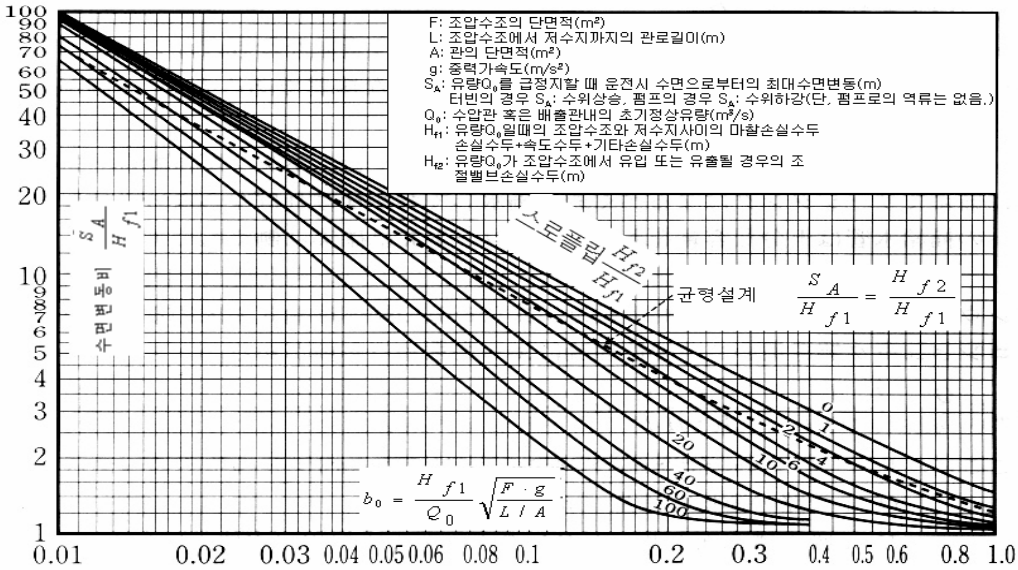
(4) 작동과정에서 조압수조가 비게 되거나, 송수관 내로 공기가 유입되지 않도록 충분한 용량으로 한다.

(5) 아래의 <그림 4.13-13>(a)는 펌프 급정지시의 수면강하량 (Down Surge)을 <그림

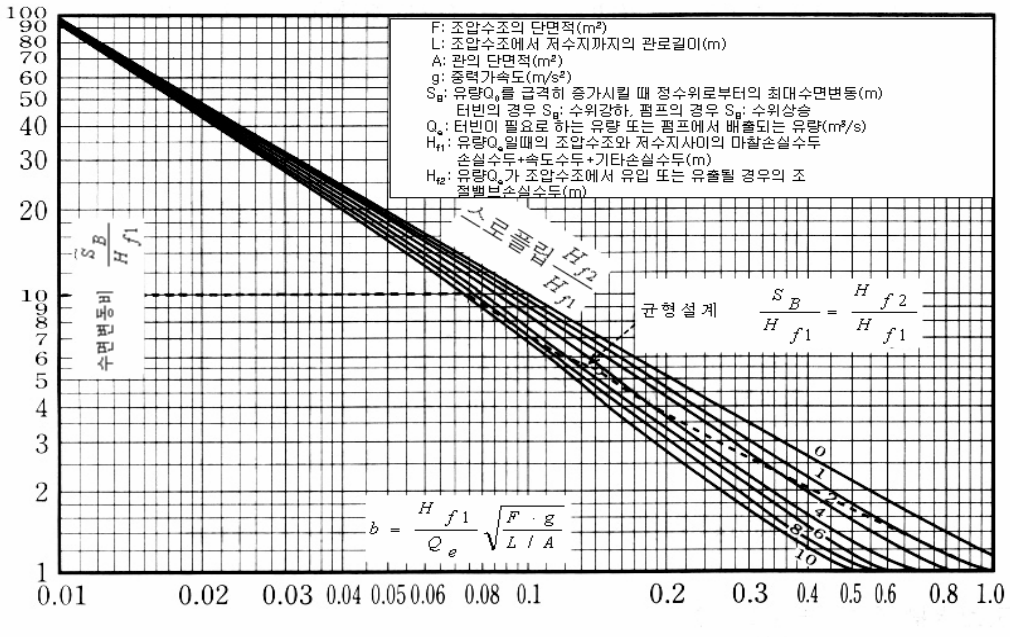
4.13-13>(b)는 펌프 급시동 시의 수면상승량 (Up Surge)을 구하는 방법을 제시한 것이다. 조압수조의 용량 결정방법은 다음과 같다.

① 조압수조의 설치점에서의 최대 수면변동(강하)시 관수로 내에 공기가 흡입되지 않도록 S_A를 가정하여 아래의 <그림 4.13-13>(a)에서 단면적 F(m^2)를 구한다.

② 제수구 조압수조는 아래의 <그림 4.13-13>(a)의 균형설계 곡선(Balanced design curve) 즉 최대변동수위 S_A가 조압수조의 스트로링손실 H_{l1}와 같은 곡선에서 경제적인 단면을 구할 수 있다. 조압수조는 <그림 4.13-13>에서 $H_{l2}/H_{l1}=0$ 의 곡선으로부터 구한다



(a) 펌프 급정지시의 경우



(b) 펌프 급시동시의 경우

<그림 4.13-13> 조압수조의 최대수면변동

4.13.3 저수조 (One-way surge tank or Reservoir)

(1) 저수조를 선택할 경우에는 다음 사항을 주의하여야 한다.

① 저수조와 주 관수로의 접속관에 있는 체크 밸브는 중요한 기기이므로 고장날 때를 대 비하여 2개를 병렬로 설치한다.

② 펌프의 급정지에 의하여 저수조가 일단 작동한 후 펌프가 재가동되었을 때 다음의 급정지에 대

비하여 저수조를 가급적 빨리 만수시켜야 한다. 주관수로로부터 저수조까지의 보급관은 충분한 용량을 주고, 플로트 밸브는 확실히 작동하여야 한다.

(2) 저수조의 개략용량은 다음 식의 강체이론에 의하여 구할 수 있다. 또한, 보다 정확하게 는 컴퓨터 등을 이용하여 탄성이론에 의해 구할 수 있다.

$$V_{av} = \frac{Q_2}{2g}\left(\frac{L_2}{A_2 H_2} - \frac{L_1}{A_1 H_1}\right) \cdot \quad \alpha$$

여기서, V_{av} : 저수조의 유효용량 (m^3)

Q : 관수로의 운전시 유량 ($m^3/\sec$)

H_1 : 흡입수조수면과 저수조 수면간의 실양정(수위차) (m)

H_2 : 저수조수면과 배출수조수면간의 실양정(수위차) (m)

A_1 : 관수로의 단면적(m^2) (펌프-저수조간)

A_2 : 관수로의 단면적(m^2) (저수조-배출수조간)

L_1 : 관수로(m) (펌프 - 저수조간) 길이(m)

L_2 : 관수로(m) (저수조-배출수조간) 길이(m)

g : 중력가속도(m/sec2)

α : 안전계수 (2.0 - 2.5)

4.13.4 압력수조 (Air chamber or Pressure vessel)

(1) 압력수조는 압력강하의 방지와 함께 압력상승에 대해서도 효과가 있으므로 비교적 소규모의 설비로 압력수조를 이용하여 펌프를 자동운전하고 있는 경우에는 압력수조에 의한 압력상승 방지효과를 검토할 필요가 있다.

(2) 압력수조의 부속품으로는 공기압축기, 배기전자(排氣電磁)밸브, 수위검출기, 수위계 및 안전밸브 등이 있다.

4.13.4.1 간이계산도표

(1) 압력수조의 용량 또는 압력상승 및 압력강하의 방지효과는 Evan and Crawford 의 압력수조 도표를 이용하여 계산할 수 있다. 간이계산도표는 다음과 같은 조건에서 도식해법을 수행한 결과이다.

① 압력수조는 펌프근처에 설치되어 있다.

② 펌프의 체크 밸브는 급정지와 동시에 폐쇄된다.

③ 압력수조 내 압축공기의 압력일용적의 관계는 $H^* C^{1.2} =$ 일정한 것으로 한다.

④ 압력수조의 밑 부분에 있는 오리피스의 손실은 동일유량이 유입하는 경우와 유출하는 경우에 2.5 : 1의 비율로 한다. KH_0^*는 Q_0에 대하여 역류가 오리피스를 통과할 때의 손실과 관수로 내의 마찰손실과의 합이다.

배출관로가 최저압력이 되었을 때에도 압력수조 내의 공기가 배출관 내에 들어가면 안 되므로 압력수조의 필요최소용적 C'은 다음 식에 의하여 구한다.

$$C' = C_0 (\frac{H_0^*}{H_{min}^*})^{1/1.2} \fallingdotseq \frac{C_0 H_0^*}{H_{min}^*}$$

여기서, C' : 압력수조 내 전용적 (압축공기와 물) (m^3)

C_0 : 압력수조 내에서의 압축공기의 초기의 체적 (m^3)압력수조의 특성치 $\frac{2C_0 a}{Q_0 L}$ (도표의 횡축좌표)으로부터 역산한다.

H_0^*: 압력수조내의 초기절대압력수두 (m) (X 점의 관내압력수두 = $= H_n \pm H_{sl}) + 10.33$(H_{sl}은 흡입수조의 수위가 펌프보다 높은 경우 (+), 흡입수조의 수위가 펌프보다 낮은 경우 (-))

H_f : 관수로 손실수두(m)

a : 압력파의 전파속도(m/sec)

Q_0 : 펌프의 초기유량 (m^3/sec)

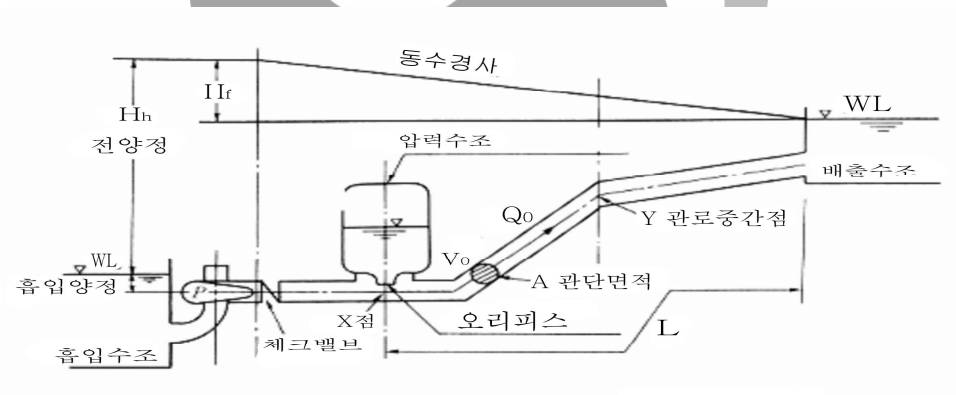
L : 압력수조에서 배출수조까지의 관수로 길이(m)

$2\rho^*$: 관수로상수 (= $\frac{a V_0}{g H_0^*}$)

V_0 : 펌프 배출관내의 초기유량 ($m/\sec$)

g : 중력가속도 ($m/\sec^2$)

K : 유량 Q_0가 압력수조로 유입하는 경우의 전손실을 $K \cdot H_0^*$로 나타내는 수두손실계수



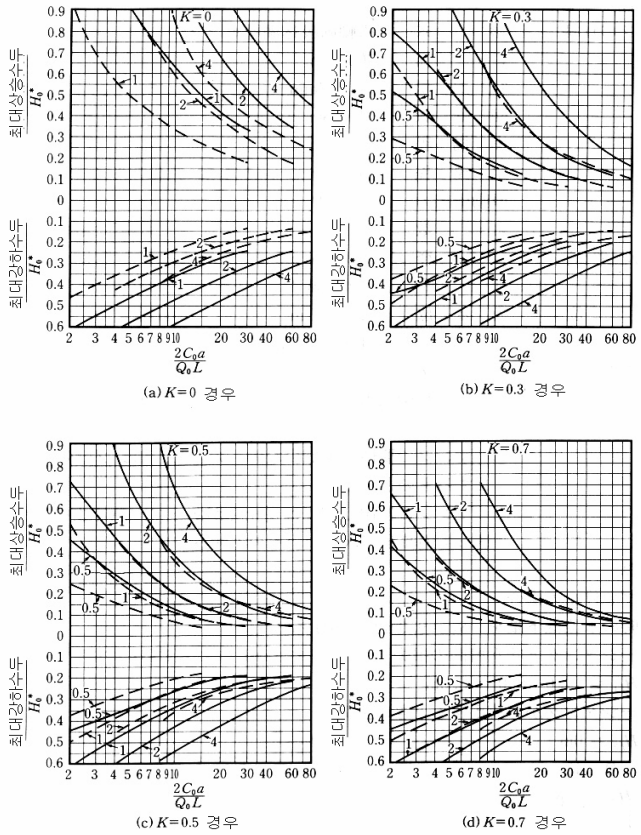
<그림 4.13-14> 압력수조가 있는 펌프와 관수로

4.13.4.2 압력수조의 용량계산

(1) 펌프직후(X점)에서의 최대압력상승 + $\Delta H_{Xmax} = \alpha$, H_0^* 관수로 중간점(Y점)에서의 최대압력강하 - $\Delta H_{Ymax} = \beta H_o^*$ 의 α, β (모두 소숫점)을 설정한다. 즉, ΔH_{Xmax}, ΔH_{Ymax} 이 각각 $\alpha \cdot H_0^*$, $\beta \cdot H_0^*$ 이내 되도록 압력수조의 전용량 C'를 선정하게 된다.

(2) 간이계산도표(그림 3.13.26(a) ~ (d))에서 가)항의 조건을 만족시키는 K와 $\alpha \leq \alpha'$, $\beta \leq \beta'$가

되도록 α′를 결정하고, $\frac{2C_0 \cdot a}{Q_0 \cdot L}$, α″, β′, β″를 읽는다. 펌프직후(X점)의 상승압력 + $\Delta H_{Xmax} = +\alpha' \cdot H_0^*$ 강하압력 - $\Delta H_{Ymax} = -\beta' \cdot H_0^*$ 그리고 관수로 중간점(Y점)의 상승압력 + $\Delta H_{Ymax} = \alpha'' \cdot H_0^*$, 강하압력 - $\Delta H_{Ymax} = -\beta'' \cdot H_0^*$을 계산한다.



<그림 4.13-15> 압력수조 용적의 간이계산도표

(3) $\frac{2C_0 \cdot a}{Q_0 \cdot L} = m$ 으로부터 $C_0 = \frac{mQ_0L}{2a}$를 구한다.

(4) $C' \frac{C_0 \cdot H_0^*}{H_{\min}^*} = \frac{C_0}{1-\beta'}$ 압력수조의 최소용량 C'는 다음 식으로 계산한다.

여기서, $H_{\min}^* = H_0^* - \Delta H_{Xmin} = H_0^*(1-\beta')$

(5) Q_0유량이 압력수조로 유입할 경우의 오리피스에서 발생하는 손실수두는 다음과 같이 구한다.

손실수두 $= K \cdot H_0^* - H_f$

집필위원	분야	성명	소속	직급
	관개배수	김선주	한국농공학회	교수
	농업환경	박종화	한국농공학회	교수
	토질공학	유 찬	한국농공학회	교수
	구조재료	박찬기	한국농공학회	교수
	수자원정보	권형중	한국농공학회	책임연구원

자문위원	분야	성명	소속
	농촌계획	손재권	전북대학교
	수자원공학	윤광식	전남대학교
	지역계획	김기성	강원대학교
	수자원공학	노재경	충남대학교
	농지공학	최경숙	경북대학교
	관개배수	최진용	서울대학교

건설기준위원회	분야	성명	소속
	총괄	한준희	농림축산식품부
	농업용댐	오수훈	한국농어촌공사
	농지관개	박재수	농림축산식품부
	농지배수	송창섭	충북대학교
	용배수로	정민철	한국농어촌공사
	농도	조재홍	한국농어촌공사 본사
	개간	백원진	전남대학교
	농지관개	이현우	경북대학교
	농지배수	남상운	충남대학교
	취입보	김선주	건국대학교
	양배수장	정상옥	경북대학교
	경지정리	유 찬	경상대학교
	농업용관수로	박태선	한국농어촌공사 본사
	농업용댐	손재권	전북대학교
	농지배수	김정호	다산컨설턴트
	농지보전	박종화	충북대학교
	농업용댐	김성준	건국대학교
	해면간척	박찬기	공주대학교
	농업수질및환경	이희억	한국농어촌공사 본사
	취입보	박진현	한국농어촌공사 본사

중앙건설기술심의위원회	성명	소속
	이태옥	평화엔지니어링
	성배경	건설교통신기술협회
	김영환	한국시설안전공단
	김영근	건화
	조의섭	동부엔지니어링
	김영숙	국민대학교
	이상덕	아주대학교

농림축산식품부	성명	소속	직책
	한준희	농업기반과	과장
	박재수	농업기반과	서기관

설계기준
KDS 67 30 20 : 2018

양배수장 펌프 설계

2018년 04월 24일 발행

농림축산식품부

관련단체 한국농어촌공사
58217 전라남도 나주시 그린로 20(빛가람동 358) 한국농어촌공사
☎ 061-338-5114 E-mail : webmaster@ekr.or.kr
http://www.ekr.or.kr

(작성기관) 한국농공학회
06130 서울시 강남구 테헤란로 7길 22(역삼동 365-4) 과학기술회관 본관 205호
☎ 02-562-3627 E-mail : j6348h@hanmail.net
http://www.ksae.re.kr

국가건설기준센터
10223 경기도 고양시 일산서구 고양대로 283(대화동)
☎ 031-910-0444 E-mail : kcsc@kict.re.kr
http://www.kcsc.re.kr

※ 이 책의 내용을 무단전재하거나 복제할 경우 저작권법의 규제를 받게 됩니다.