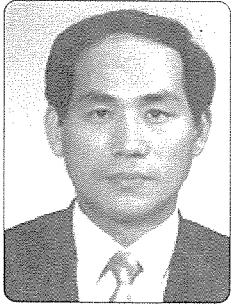


지역난방 차압제어 시스템 시뮬레이션

A Simulation using Matlab Program on Differential Pressure Control System of District Heating Network



한국지역난방공사 대구지사
계전부장 안 주 태
T : (053) 589 - 4190

1. 서언

지역난방 열 공급시설은 각 사용자 시설까지 공급하는 열 배관 NET WORK이 구성되어 있고 MAIN 배관으로 공급배관과 회수배관이 있다. 여기에 대용량 PUMP를 가동시켜 지역난방수를 순환하게 되어 있으며 열 배관 NETWORK의 관말 여러 개소에 있는 CRITICAL POINT의 차압을 제어 CENTER에 전송하여 이 SIGNAL에 의하여 PUMP의 SPEED를 제어하게 되어있다.

이러한 제어방식은 사용자가 원하는 적정차압을 유지시키고 또 공급측면에서도 불필요한 PUMP가압을 하지 않으므로 효율적인 운영이 가능한 것이다.

그러나 실제로 이러한 제어시스템은 매우 복잡하며 이 기능이 잘 되고 있는지를 분석하여 최적화 시키는 것이 현재 추진하고 있는 과제이다.

2. 원리

SPEED제어는 DCS에 의하여 이루어지며 MOTOR와 PUMP사이에 설치된 HYDRO COUPLING에 제어 SIGNAL을 보내어 20-100%속도범위 내에서 제어되고 있다.

DCS내의 제어단계는 MASTER CONTROLLER와 SLAVE CONTROLLER 그리고 PUMP SPEED CONTROLLER의 3단계로 구성되어 CAS-CADE CONTROL방식으로 제어되고 있다.

MASTER CONTROLLER는 MANUAL SV와 열배관 NETWORK CRITICAL POINT PV를 비교하여 편차출력을 SLAVE CONTROLLER의 SV로 주고 SLAVE CONTROLLER는 지역난방 PUMP장 구내 공급회수차압을 측정 PV로 한다. 여기서 발생하는 편차출력이 SPEED CONTROLLER의 SV값이되며 SPEED CONTROLLER의 PV값은 PUMP SPEED값이 된다. 여기서의 편차출력이 PUMP의 속도제어 출력이 된다.

3. COMPUTER SIMULATION

시스템을 Computer Program을 이용하여 Simulation을 실시하여 제어System의 속응성과 안정성과 같은 제어능력을 분석할 수 있는데 이를 위해서는 먼저 제어 System의 Modelling이 필요하다.

가. Feedback제어의 개요

1) 제어 기본식

그림1은 일반적인 Feedback 제어계의 Block Diagram을 나타내는 것으로서 전달함수가 H(s)인 Process를 Controller로 자동제어 하는 경우이다.

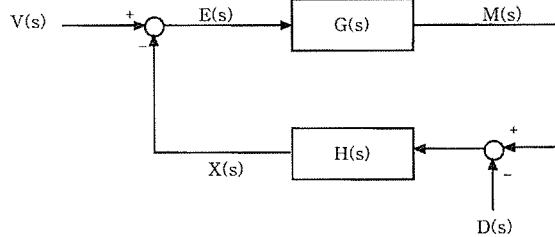


그림1 Feedback제어의 기본적인 Block Diagram

Controller의 전달함수를 G(s)로 하여, 목표치 · 제어량 · 조작량 · 외란 · 제어편차의 Laplace변환을 각각 V(s), X(s), M(s), D(s), E(s)로 하면 다음의 기본식을 얻는다.

$$V(s) - X(s) = E(s)$$

$$E(s) \cdot G(s) = M(s)$$

$$\{M(s) - D(s)\} \cdot H(s) = X(s) \text{ -----(식1)}$$

(1)식으로부터 제어편차 E(s)를 구하면,

$$E(s) = \frac{1}{1 + G(s) \cdot H(s)} V(s) + \frac{H(s)}{1 + G(s) \cdot H(s)} D(s) \text{ -----(식2)}$$

로 된다. 우변 제 1항은 목표치에 관한 항, 제2항은 외란에 관한 항으로 각각의 항에 의한 제어편차의 영향을 나타낸다.

여기서, 제어편차는 상기 두 항의 선형성에 기인하여 중첩의 원리가 적용되며 분모항은 모두 「1+(일순전달함수)」의 모양을 갖는 하는 경우이다.

따라서, 제어편차를 최소화시키기 위하여, 일순전달함수 G(s) · H(s)를 크게 잡아 작은 편차에 대하여 큰 조작량을 내는 방법으로 늦게 하는 것이 좋다. 제어편차는 시간의 함수이며, 그의 정상상태에 있어서 값을 정상편차라 한다.

정상편차를 구하는 것은 (2)식을 역Laplace 변환하여 시간함수에 대해 t→∞로 구하는 것보다 최종치의 정리를 사용하는 것이 보다 간단히 구해진다.

지금 간단히 하기위해, 외란이 없다고 가정하고 목표치 V(s) 크기가 a인 계단입력일 경우, V(s) = $\frac{a}{s}$, D(S) = 0 이 되므로 정상편차 ε은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \lim_{t \rightarrow \infty} (t) = \lim_{s \rightarrow 0} \{s \cdot E(s)\} \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \left\{ s \cdot \frac{1}{1 + G(s) \cdot H(s)} \frac{a}{s} \right\} \\ &= \frac{a}{1 + G(0) \cdot H(0)} \text{ -----(식3)} \end{aligned}$$

이 편차를 정상위치까지의 Offset라 한다. Offset를 작게 하기 위해서는, 즉 정상상태 오차를 최소화하기 위해 (4)식과 같이 DC성분에 대한 순간적인 Gain을 크게 하는 적분특성을 포함한 Controller를 고려할 필요성이 있다.

$$G(s) = \frac{G_v(s)}{s} \quad (G_v(s) \neq 0) \text{ -----(식4)}$$

외란이 크기 b인 계단입력일 경우의 Process는,

$$\epsilon = \frac{bH(0)}{1 + G(0) \cdot H(0)}$$

로 된다. 여기서 주의할 것은, Loop Gain인 $G(0)H(0)$ 를 크게 하면 정상상태 편차 ϵ 을 작게 하여 외란에 대한 강인성을 크게 하지만 $H(0)$ 보다 $G(0)$ 를 크게 함으로서 그 효과를 크게 볼 수 있다. 바꿔말하면, 외란에 대한 Process의 성질은 외란이 제어계의 어떤 위치에 들어가는가에 주의를 기울이는 것을 나타내고 있다. $G(s)$ 가 적분성이 되면 외란에 대한 Offset도 같은 모양으로 해소시키는 것이 가능하다.

2) 나이퀴스트 안정도 판정법

제어 시스템의 안정성 판정은 미지의 제어대상이나 기지의 대상에 임의적인 제어기를 적용할 때 시스템 전체에 걸쳐 안정한지를 사전에 판정함으로써 제어기의 타당성을 고려하는 절차라 할 수 있다. 일반적으로 안정성은 상대적 안정성과 절대적 안정성이 있으며 조건에 따라 적용가능한 방법과 불가능한 방법 등이 나뉘어 진다. 예를 들면 보드선도와 같은 경우는 s-평면상의 좌반구에만 영점(Zero)과 극점(Pole)이 존재하는 비최소위상 시스템에 대해서만 적용할 수 있는 상대적 안정도 판단 수단인 반면, 근궤적(Root Locus)이나 나이퀴스트 선도는 제약 없이 다양한 시스템에 대한 상대 및 절대 안정도 판단을 할 수 있으므로 일반적으로 많이 활용된다.

본 검토에서는 이중 나이퀴스트 선도를 이용한 안정도 판정법에 대해 살펴보았다. 기본식은 $Z = P + N$ 이며 여기서, Z는 s-평면의 우반구내에 페루프의 극점의 개수이며, P는 우반구내에 개루프의 극점의 개수, N은 -1점을 포함하여 회전한 수를 말한다. 시계방향 회전이면 양의 값(+), 반시계방향 회전이면 음의 값(-)이 된다.

안정도 판정기준은 개루프시스템의 전달함수와 나이퀴스트 선도를 이용하여 페루프 시스템의 안정도를 판단하기 위한 것으로서 $Z = 0$ 이면 안정이고 $Z > 0$ 이면 불안정을 나타낸다. 경우의 수를 표현하면 다음과 같다.

경우1) $N > 0$ (시계방향)일 경우, Z는 항상 0보다 크므로 불안정

경우2) $N = 0$ 일 경우, P가 0이면 Z가 0이므로 안정하고 아니면 불안정

경우3) $N < 0$ (반시계방향)일 경우, N의 절대값이 P이면 Z가 0이므로 안정하고 아니면 불안정

나. 적용할 제어시스템의 Modelling

기존 차압제어시스템의 Block Diagram을 정리하고 이에 대한 수학적 Modelling을 하고 이를 기본으로 Computer Simulation을 시행한다.

1) Block Diagram

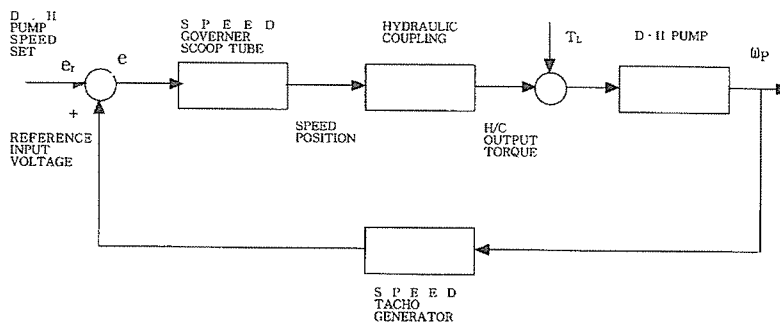


그림 2 D·H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM BLOCK DIAGRAM

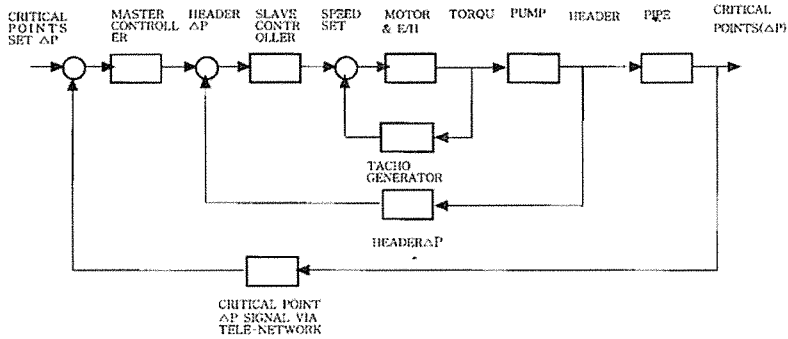


그림 3 OVER-ALL BLOCK DIAGRAM FOR D · H CRITICAL POINT ΔP CONTROL

주)

그림은 D. H PUMP의 속도제어 시스템의 BLOCK DIAGRAM을 나타낸다.

조속기에 해당하는 SCOOP TUBE는 H/C의 속도를 제어한다. MOTOR는 최대 1200r.p.m의 속도를 H/C에 전달해 주고 H/C는 이 속도를 20%~100%까지 변화시켜 D. H PUMP에 전달해 준다. TACHO GENERATOR는 PUMP의 실제 SPEED를 검출하여 전압으로 FEED BACK하고 REFERENCE INPUT VOLTAGE와 비교하여 ERROR전압을 다시 SCOOP TUBE POSITION 설정출력으로 보낸다. 이러한 과정을 통하여 D. H PUMP의 SPEED CONTROL이 이루어진다. 여기서 T_L 은 D. H PUMP의 LOAD CHANGE(부하변동)를 반영하는 것이다.

2) MODELING

가) D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM

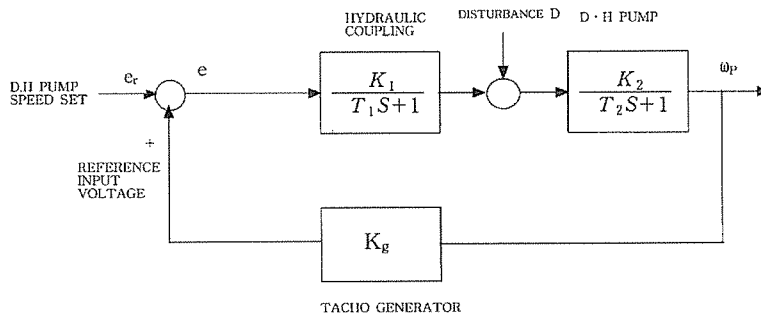


그림 4 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM BLOCK MODEL

여기서, 요구속도에 의한 영향은(단, 외란 $d(t)=0$ 인 경우, PI 제어)

$$\begin{aligned} \frac{\omega_p(S)}{D(S)} &= \frac{K_1 K_2 K_{pl} (T_{il} S + 1)}{T_{il} S (T_1 S + 1) (T_2 S + 1)} \\ &= \frac{K_1 K_2 K_{pl} K_g (T_{il} S + 1)}{1 + \frac{K_1 K_2 K_{pl} K_g (T_{il} S + 1)}{T_{il} S (T_1 S + 1) (T_2 S + 1)}} \\ &= \frac{K_1 K_2 K_{pl} (T_{il} S + 1)}{T_{il} T_1 T_2 S^3 + T_{il} (T_1 + T_2) S^2 + T_{il} (K_1 K_2 K_{pl} K_g + 1) S + K_1 K_2 K_{pl} K_g} \\ &= A(S) \end{aligned}$$

또, 외란에 의한 영향은(단, 요구속도 $\omega_d(t)=0$ 인 경우)

$$\frac{\omega_p(S)}{D(S)} = \frac{\frac{K_2}{T_2 S + 1}}{1 - \frac{K_1 K_2 K_{pl} (T_{il} S + 1)}{T_{il} S (T_1 S + 1) (T_2 S + 1)}}$$

$$= \frac{T_{i1} S(T_1 S + 1)}{T_{i1} T_1 T_2 S^3 + T_{i1} (T_1 + T_2) S^2 + T_{i1} (1 - K_1 K_{p1} K_g) S - K_1 K_{p1} K_g}$$

$$= B(S)$$

2) CRITICAL POINT DIFFERENTIAL PRESSURE CONTROL SYSTEM

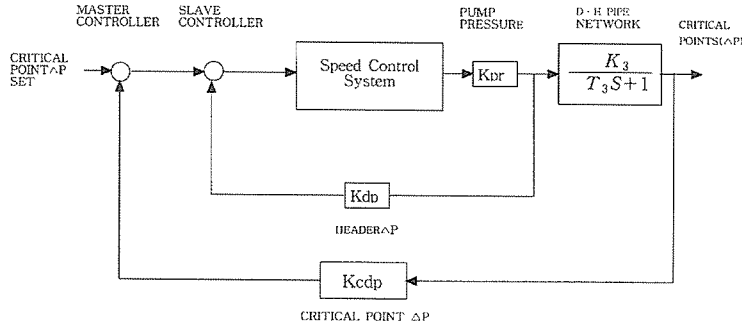


그림 5 OVER-ALL BLOCK DIAGRAM FOR D · H CRITICAL POINT ΔP CONTROL SYSTEM BLOCK MODEL

여기서, Slave control loop는,

$$C(S) = \frac{\frac{K_{p2}(T_2 S + 1)}{T_{p2} S} A(S) K_{pr}}{1 + \frac{K_{p2} K_{pr} K_{dp} (T_2 S + 1)}{T_2 S}}$$

$$= \frac{K_{p2} K_{pr} K_{dp} A(S) (T_2 S + 1)}{(T_2 + K_{p2} K_{pr} K_{dp} A(S)) S + K_{p2} K_{pr} K_{dp} A(S)}$$

또, Master control loop는,

$$\frac{P_{cr}(S)}{P_d(d)} = \frac{\frac{K_{p3}(T_3 S + 1)}{T_3 S} \frac{C(S) K_3}{(T_3 S + 1)}}{1 + \frac{C(S) K_{p3} K_3 K_{cdp} (T_3 + 1)}{T_3 S (T_3 S + 1)}}$$

$$= \frac{K_{p3} K_3 C(S) (T_3 + 1)}{T_3 T_3 S^2 + T_3 (1 + K_{p3} K_3 K_{cdp} C(S)) S + K_{p3} K_3 K_{cdp} C(S)}$$

로 나타낸다.

다. System Simulation

전용 Program인 Matlab SIMULINK를 이용하면 위와 같은 수식에 의한 계산을 직접하지 않고 System의 특성을 검토해 볼 수 있다.

여기서부터는 Matlab SIMULINK를 이용하여 Simulation을 시행하고 그 결과를 분석하였다.

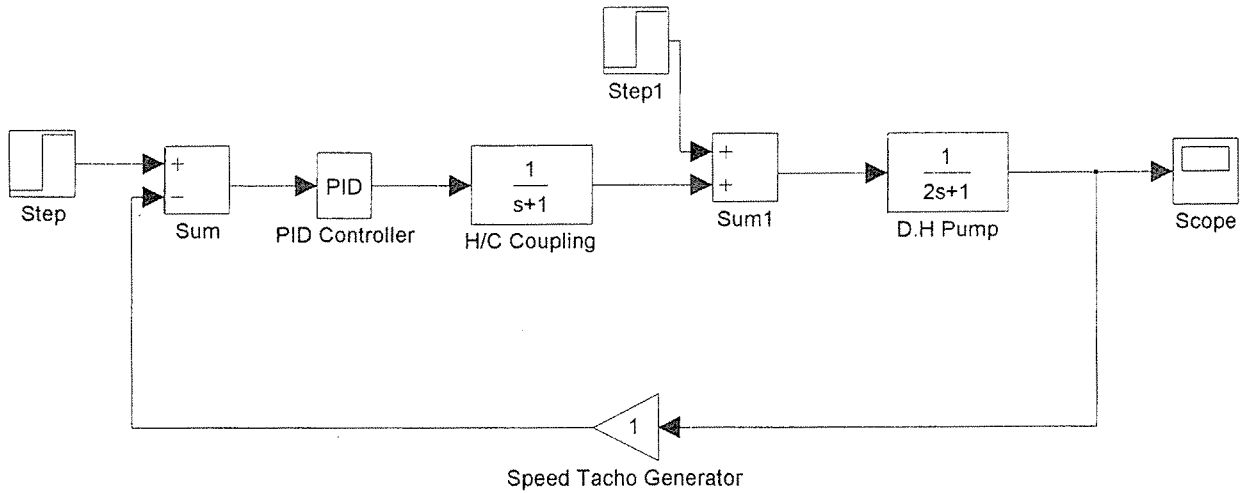
1) D. H Pump Speed Control System

D. H Pump의 Speed Control System에 대하여 Simulation을 실시해 본 결과 그림 6에 의해 그림 7의 결과를 얻었으며 나이퀴스트 안정도 판별을 하기 위해 Simulation을 해본결과 그림 8, 9, 10의 결과를 얻었다. Controller의 KP값을 바꿔보고 Scope를 확대해 본 결과 안정적이었다.

2) D. H Pump Critical Point Diff. Pressure Control System Simulation

D. H Pump의 Speed Control System을 포함한 Critical Point Diff. Pressure Control을 위한 Critical Point, Master &

Slave Controller와 D. H Pump E/H Coupling을 연결한 상태에 대한 Simulation을 실시한 결과 그림 12와 같이 초기 Cycling이후 설정치에 수렴 안정되었고, 그림 13에 있는 나이퀴스트 안정도 판별결과와 같이 안정성이 있다고 할 수 있으며 이는 각 Controller의 Parameter를 적정치로 계속 바꿔가면서 반복 Test를 해보면 더욱 안정시킬 수 있을 것이라 보여지며 특히 초기 자동운전시 자동운전을 할 경우 먼저 수동으로 Process를 안정시킨 후 자동으로 절환 하는 방식으로 운전하면 더욱 안정될 수 있을 것이라 보인다. 위에서 언급한 반복 Test라 함은 1차로 실제와 유사한 조건에서 세부적인 Simulation을 실시하고 2차로 실제 시운전을 할 때의 경우 모두에 적용되는 것을 의미한다.



D.H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS

그림 6 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS

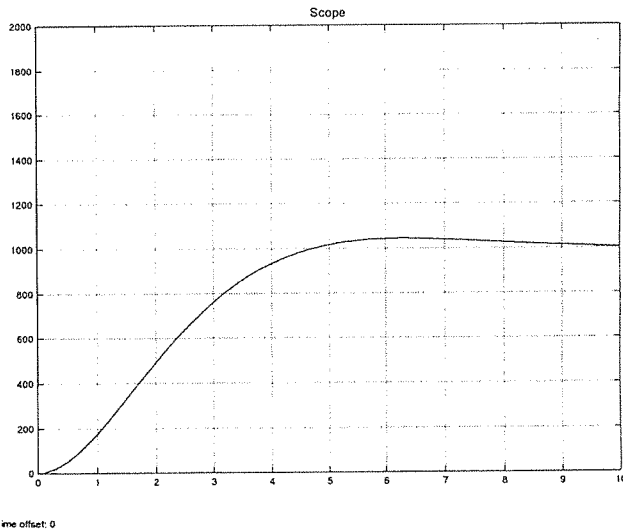


그림 7 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS RESULT

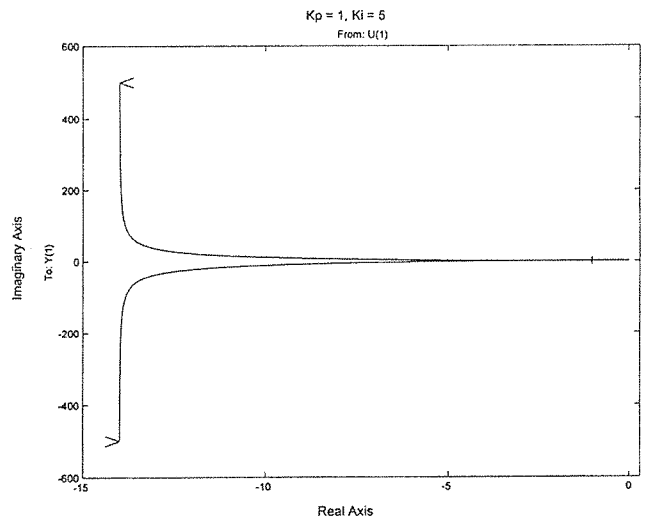


그림 8 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS 나이퀴스트 안정도 판별-1

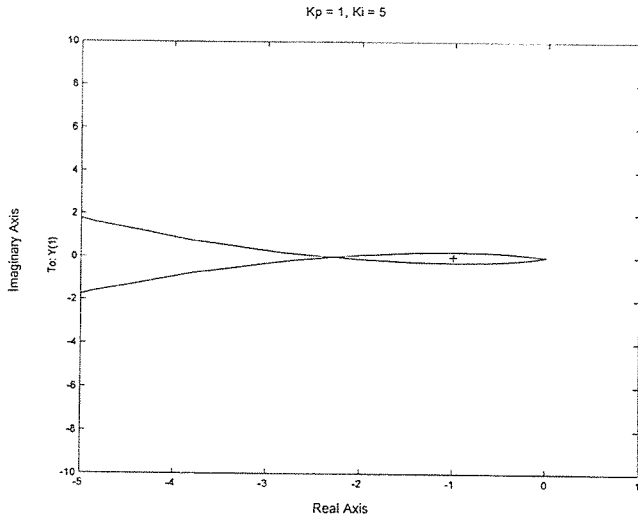


그림 9 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS
나이퀴스트 안정도 판별 -2

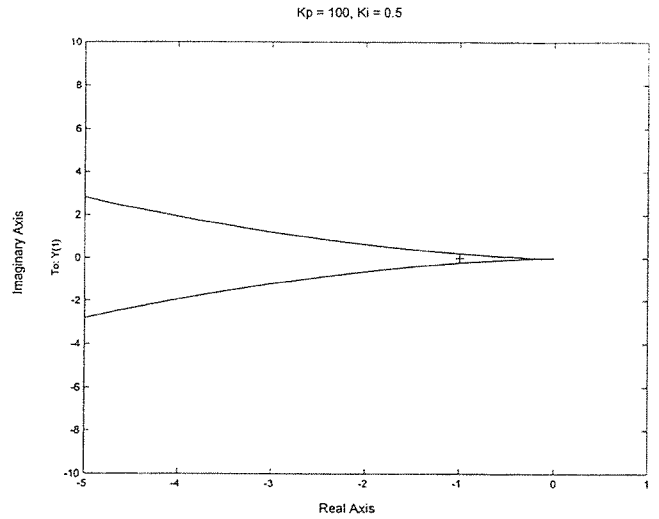


그림 10 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS
나이퀴스트 안정도 판별 -3

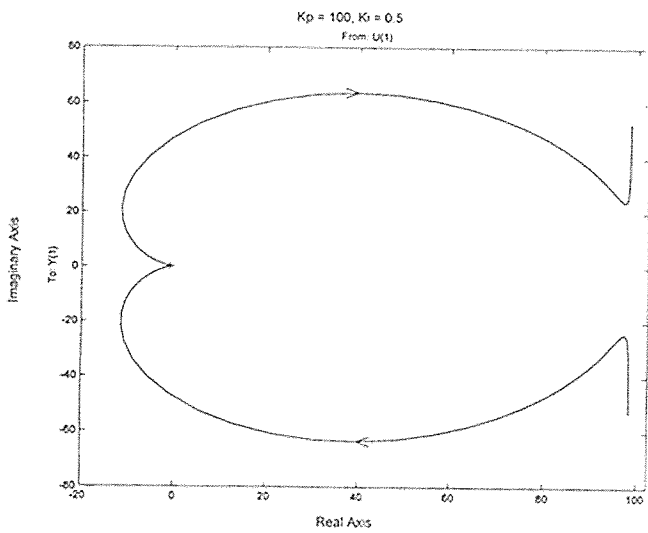


그림 11 D · H PUMP SPEED CONTROL SYSTEM ANALYSIS
나이퀴스트 안정도 판별 -4

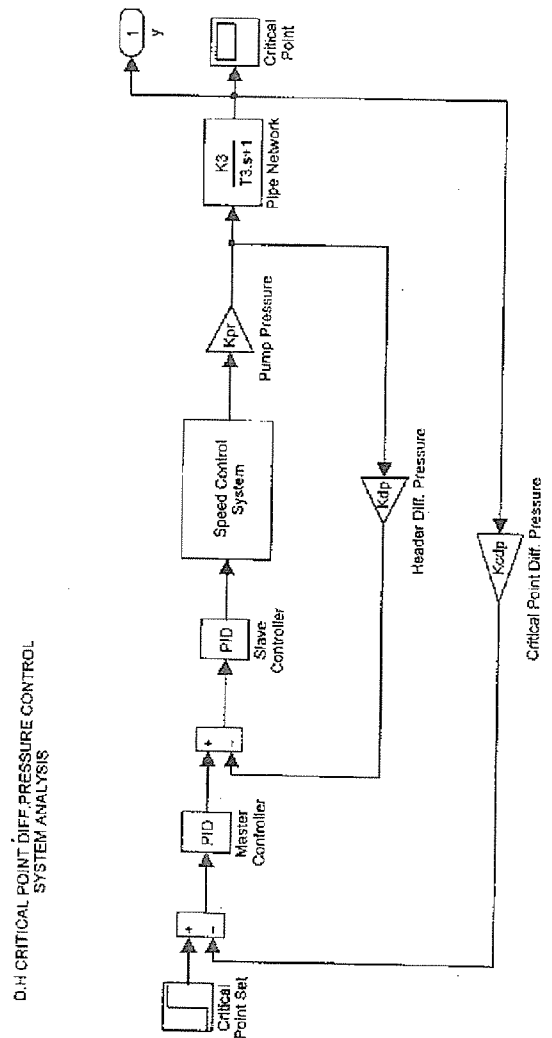


그림 12 D · H CRITICAL POINT DIFF. PRESSURE
CONTROL SYSTEM ANALYSIS

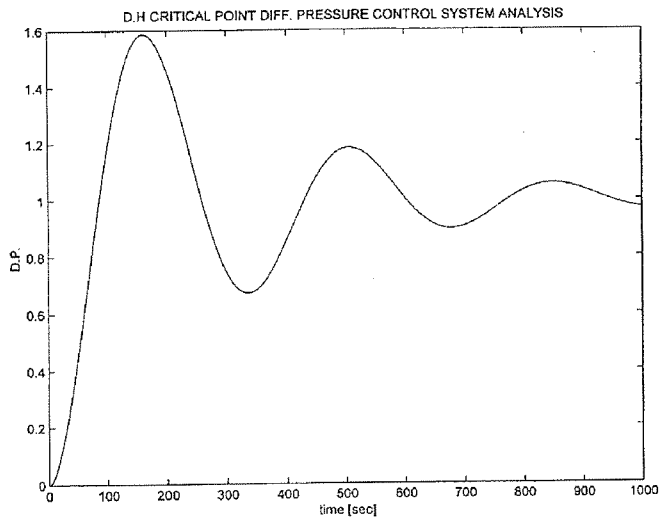


그림 13 D · H CRITICAL POINT DIFF. PRESSURE CONTROL SYSTEM ANALYSIS RESULT

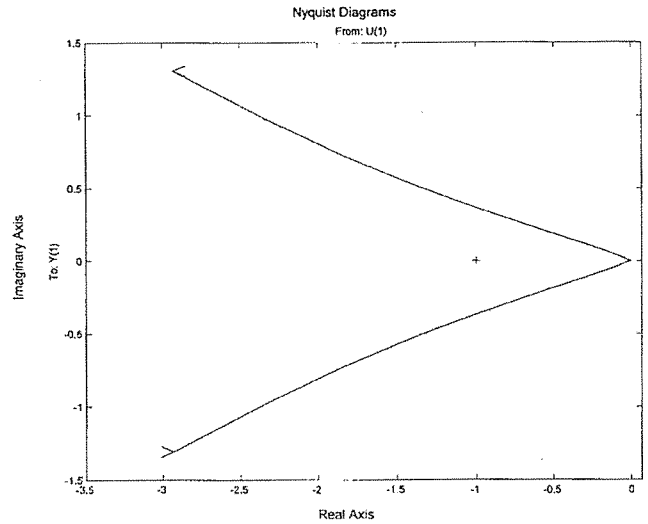
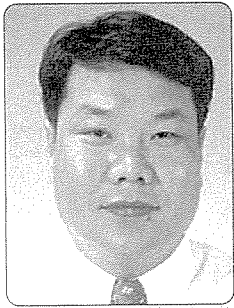


그림 14 D · H CRITICAL POINT DIFF. PRESSURE CONTROL SYSTEM 나이퀴스트 안정도 판별

레이저를 이용한 터빈 얼라이먼트 기술 Laser Alignment Technology of TBN Casing and Foundation



한전기공(주) 전문기술지원실
과장 김성봉
T: (0342) 710 - 4393

1. 개요

TBN Alignment 기법의 현재 추세

TBN Alignment의 역사는 1874년 James Watt가 증기 엔진을 개발한 이래로 시작 되어지다가 공식 문헌상 나타나는 것은 1863년 Williams의 미 특허청 파일에 기록된 Shaft Centerer 가 최초이다. 이후 증기 터빈의 대형화, 고속화가 진행됨에 따라 관련 Alignment Tool 과 기법들도 개선되어졌다.

회전 기계에서 구동기계와 종동기계를 이상적으로 결합하여 기계적 손실을 방지하고, 운전 신뢰성을 높이며, 지속적 이용과 기계수명을 유지하는 것이 Alignment의 의의이며 목적이라고 볼 수 있다. 현재 발전소에서 행하는 Dial Gauge를 이용한 Shaft Alignment 와 Inside-Micrometer를 이용한 Rotor Position 측정이 현재 가장 일반적으로 사용되는 방법이다. 여기에 측정열의 Know-How를 전산화하여 Coupling에서의 측정값을 입력하면