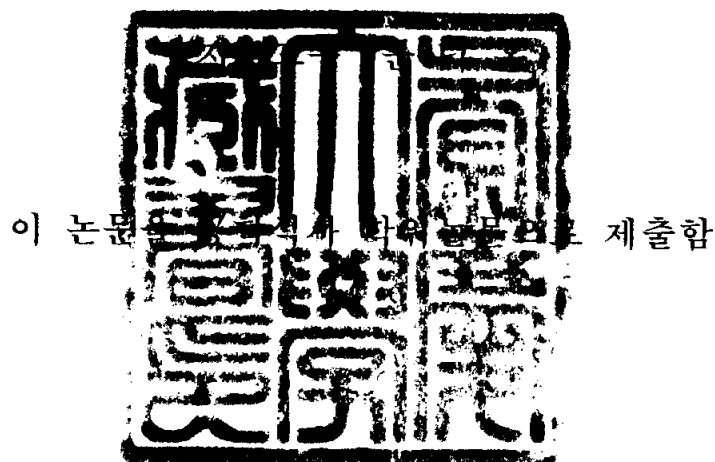


717
44
119
=2

공학석사 학위논문

유전알고리즘을 이용한 비틀림 축계의 직경 최적설계



이 논문은 공학석사 학위논문으로 제출함

2003년 2월

부경대학교 대학원

제어기계공학과

설 종 구

설종구의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 12월 24일

주 심 공 학 박 사 양 주 호 (인)

위 원 공 학 박 사 김 영 복

위 원 공 학 박 사 최 명 수



목 차

Abstract	1
제 1 장 서 론	3
제 2 장 유전알고리즘을 이용한 최적화	5
2.1 유전알고리즘의 기본 개념	5
2.1.1 설계변수 표현	6
2.1.2 초기 모집단	6
2.1.3 적합도 평가	6
2.1.4 재생산	7
2.1.5 교배	7
2.1.6 돌연변이	8
2.2 실수 코딩 유전알고리즘	9
2.2.1 적합도 스케일링	9
2.2.2 구배와 유사한 선택자	10
2.2.3 수정단순교배	11
2.2.4 동적 돌연변이	12
2.2.5 엘리트 전략	13
2.2.6 제약조건 처리	14
제 3 장 비틀림 축계의 직경설계	15
3.1 비틀림 축계의 강도설계	15
3.2 비틀림 축계의 강성설계	18
3.3 비틀림 축계의 진동설계	20
3.3.1 비틀림 축계의 자유진동 설계	20
3.3.2 비틀림 축계의 강제진동 설계	23

제 4 장 수치계산 및 고찰	26
4.1 단순축의 직경 최적설계	26
4.1.1 모델링	26
4.1.2 목적함수 및 제약조건	27
4.1.3 최적설계 계산 결과	29
4.1.4 고찰	33
4.2 선박의 중간축과 프로펠러축의 직경 최적설계	38
4.2.1 모델링	38
4.2.2 목적함수 및 제약조건	41
4.2.3 최적설계 계산 결과	44
4.2.4 고찰	48
제 5 장 결 론	53
참고문헌	54

Diameter Optimum Design of Torsional Shaftings Using Genetic Algorithm

Jong-Ku Seol

Department of Control and Mechanical Engineering

The Graduate School

Pukyong National University

Abstract

Genetic algorithm(GA) is a optimization technique based on the mechanics of natural selection and natural genetics. Global optimum solution is obtained efficiently by operations of reproduction, crossover and mutation in GA.

It is very important to minimize the mass of shaft in the diameter design of torsional shaftings in consideration of economics, manufacture and stability. In this paper, diameter optimum design of the torsional shaftings using the GA was implemented to minimize the shaft mass and maintain the stability in strength, stiffness and vibration design for torsional shaftings. The computer program was developed to design optimally the diameter of torsional shaftings using the GA. To confirm the accuracy and effectiveness, the computation results of developed program were compared with those of conventional strength, stiffness and

vibration design for a simple generator shafting and a practical propulsion shaftings.

제 1 장 서 론

기계, 조선, 항공, 자동차, 토목 등 모든 공학분야 설계자들의 목표는 경제적이면서 최고의 성능을 발휘하는 기계나 구조물을 설계하는 것이다. 그러나 설계자 개인의 지식이나 경험에 의하여 임의로 설계변수를 수정한 후, 설계조건을 만족하는지 여부를 확인하는 종래의 시행착오적인 설계 방법으로는 우수한 기계나 구조물을 설계하기가 쉽지 않다. 특히, 다양한 설계변수와 까다로운 제약조건이 존재하는 복잡한 설계 문제에서는 상당한 시간과 노력, 그리고 비용을 허비하고도 제대로 원하는 결과를 찾아내기 어려운 경우도 많다. 이러한 문제점을 효과적으로 해결하기 위하여 다양한 최적화 방법들이 제안·적용되었다. 그리고 최근 컴퓨터의 비약적인 발전 및 보급과 함께 최적화된 기계나 구조물을 설계하는 것이 더욱 용이해졌다^{(1),(2)}.

1975년 John Holland에 의해 처음 소개된 유전알고리즘(Genetic Algorithm)은 많은 설계변수와 구속조건을 가지는 비선형적인 실제 구조물 설계에 용이하게 적용할 수 있고, 국부 최적해에 수렴하지 않도록 다양한 해들을 효율적으로 탐색하는 확률론적 탐색기법이다^{(3)~(7)}. 유전알고리즘은 생물의 유전적 계승과 적자생존의 원리를 응용하여 한 세대 설계집단의 확률적 분포를 기본으로 설계변수를 생물학적 유전의 기본 원리인 재생산(reproduction), 교배(crossover) 및 돌연변이(mutation) 등의 과정을 반복적으로 수행하여 최적해를 탐색한다. 기계분야에서는 공작기계나 로터 시스템에 대하여 유전알고리즘을 이용한 최적설계가 수행된 바 있고^{(8),(9)}, 구조분야에서는 트러스 구조물의 형상 및 위상 최적설계를 수행하였고^{(10)~(12)}, 선박 설계에서는 선박의 주요 치수(길이, 폭, 깊이, 흘수, 선속 등)를 설계변수로 하여 건조비와 운용비를 최소화하는 논문이 발표된 바 있다⁽¹³⁾.

유전알고리즘은 유전적 메카니즘을 이용하여 다수의 잠재해들로 이루어진 해의 집단을 운용하므로 전역 최적해를 구할 확률이 크고, 설계변수를 이진

형, 기호형, 실수형 등 다양하게 표현할 수 있다. 그리고 해 공간의 탐색성능이 우수하여, 설계변수와 제약조건이 많은 복잡한 최적화 문제에 적합하고, 제약조건의 첨가나 목적함수의 변경이 용이하다.

비틀림 축계의 설계시에 경제성 및 제작의 용이성 등을 고려하여 안정한 범위내에서 축의 질량을 최소화하도록 축의 직경을 설계하는 일은 중요하다.

이 연구에서는 유전알고리즘을 이용하여 비틀림 축계의 축의 설계시에 강도, 강성 및 진동의 측면에서 안정성을 유지하면서 동시에 축의 질량을 최소화하도록 축의 직경을 최적설계 한다. 유전알고리즘을 이용한 최적설계 전산 프로그램을 작성하고 단순 축계와 선박 추진 축계를 대상으로 수치실험을 수행한 후, 기존의 강도설계, 강성설계 및 진동설계를 수행한 결과와 비교 검토하여 이 방법의 신뢰성 및 유용성을 확인한다.

제 2 장 유전알고리즘을 이용한 최적화

2.1 유전알고리즘의 기본 개념

유전알고리즘은 생물의 자연진화 과정에서 나타나는 적자생존과 자연도태의 유전법칙을 모방한 확률론적 탐색기법이다.

유전알고리즘의 순서도는 Fig. 2.1과 같다. 그리고 유전알고리즘의 요소로는 설계변수의 표현, 초기 모집단, 적합도 평가(evaluation of fitness), 유전연산자(재생산, 교배, 돌연변이) 등이 있다. 이들 요소들에 관하여 간단히 살펴보면 다음과 같다.

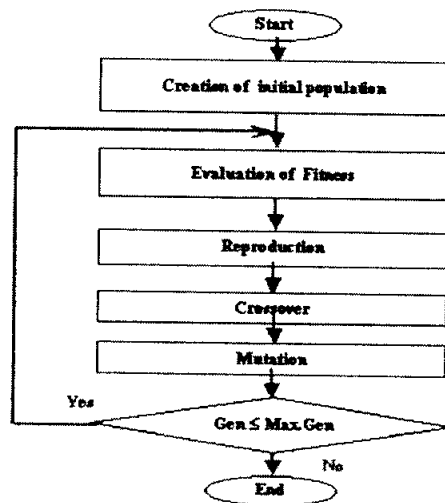


Fig. 2.1 Flowchart of genetic algorithm

2.1.1 설계변수의 표현

유전 알고리즘을 이용할 때 가장 먼저 해야할 일은 설계변수의 유전적 표현방식을 결정하는 것이다. 주로 사용되는 표현방식으로는 이진코딩(binary encoding), 기호코딩(symbolic encoding), 실수코딩(symbolic encoding)이 있다⁽⁶⁾. 이것은 알고리즘의 성능에 큰 영향을 주므로 문제의 특성을 잘 반영할 수 있어야 한다.

그리고 설계변수의 표현시 개체의 길이는 요구되는 정밀도를 만족할 수 있도록 설정되어야 한다.

2.1.2 초기 모집단

유전알고리즘은 개체들로 구성된 모집단을 운영하므로 초기에 모집단이 생성되어야 한다. 초기 모집단을 만드는 방법으로는 단순히 난수발생기에 의해 초기 집단을 구성하는 무작위 초기화(random initialization)법과 사전지식 또는 경험을 기반으로 하는 유도된 초기화(directed initialization)법이 있다⁽⁶⁾.

모집단의 크기는 모집단 내의 개체 수이며, 탐색성능에 직접적인 영향을 미친다. 크기가 너무 작으면 유전적 다양성을 감소시켜 탐색은 국부해로 수렴할 수 있고, 너무 크면 탐색성능은 우수하지만 연산시간이 크게 증가하는 문제점이 있으므로 적절한 모집단의 크기를 선정하는 일은 중요하다.

2.1.3 적합도 평가

자연계에서 주어진 환경에 적응을 잘 하는 생물은 다른 생물에 비해 생존능력이 우수하다. 즉, 자연개체의 생존능력은 환경에 대한 적합도(fitness)를 반영한다. 유전 알고리즘을 이용한 최적화문제에서는 목적함수를 계산하여 각 세대마다 개체의 적합도를 평가한다.

2.1.4 재생산

재생산은 적합도에 의해 현 세대의 모집단으로부터 다음 세대에 생존할 우수한 개체를 선택하는 과정이다. 따라서 재생산 연산자는 모집단의 유전적 다양성(genetic diversity)을 유지하고 조기 수렴을 막기 위해 선택압력(적합도가 높은 우수 개체와 열성개체와의 생존확률)을 적절히 조절하여 좋은 해를 효율적으로 탐색하도록 해야 한다.

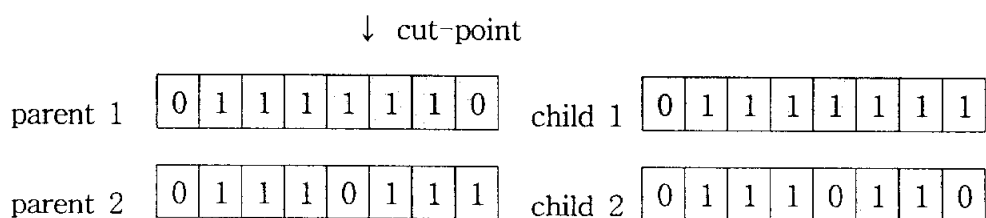
재생산 방법으로는 선택확률을 백분율에 따라 슬롯 면적에 할당하는 룰렛 휠 선택(roulette wheel selection), 가장 좋은 개체부터 차례로 순위를 주어 그 순위에 따라 선택확률을 부여하는 순위 기초 선택(ranking-based selection), 두 개 또는 그 이상의 개체들을 비교하여 생존할 개체를 선택하는 토너먼트 선택(tournament selection) 등이 있다^{(4)~(7)}.

2.1.5 교배

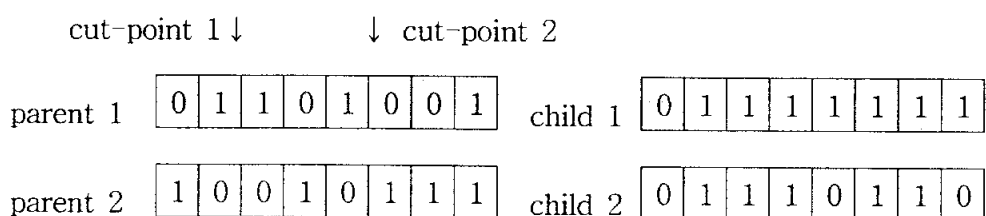
부모의 유전자를 조합하여 자손을 생산하는 교배는 최적화 문제에서 탐색 공간 상의 새로운 점을 찾아가는 역할을 한다.

일반적인 교배과정은 임의로 부모 염색체 쌍을 선택하고 교배확률(crossover probability)을 토대로 교배 유무를 결정한다. 염색체 내에서 임의로 교배점을 선정하여 그 점 이후의 비트들을 서로 교환 결합하고 자손을 생성한다.

교배 방법에는 일점교배(one-point crossover), 이점교배(two-point crossover), 순서교배(order crossover), 순환교배(cycle crossover) 등이 있다^{(4)~(7)}.



(a) One-point crossover



(b) Two-point crossover

Fig. 2.2 Crossover

2.1.6 돌연변이

개체에 새로운 유전자가 생성되는 돌연변이는 최적화 과정에서 해공간을 다양하게 탐색하는 역할을 한다.

돌연변이 과정은 순차적으로 모집단 내의 염색체에서 비트 하나를 취하고 돌연변이 확률(mutation probability)을 토대로 선택된 비트의 돌연변이 유무를 결정한다. 선택된 비트가 '1'이면 '0'으로, '0'이면 '1'로 변환시켜 돌연변이를 일으킨다.

돌연변이 확률이 너무 작으면, 초기 유전자의 교배 영역을 벗어나지 못하므로 지역해에 수렴해버릴 수 있다. 반면에, 확률이 너무 높게 설정되면 탐색이 한 점에서 다른 점으로 불규칙적으로 이동하여 비효율적인 탐색 결과를 초래한다.

2.2 실수 코딩 유전알고리즘(real coded genetic algorithm)

설계변수를 이진스트링(binary string)으로 표현하는 단순 유전 알고리즘에서 기본적인 연산은 부호공간(coding space)에서 이루어지지만, 적합도를 평가하기 위해서는 설계변수를 해공간(solution space)으로 변환해야 하는 번잡함이 있다. 따라서 염색체를 실수 값으로 표현하는 실수코딩을 이용하면 부호공간과 해공간의 변환이 필요가 없으므로 탐색속도가 개선되고, 복잡한 제약조건을 다루기가 용이하다.

해공간의 가까운 두 점이 이진코딩으로 표현된 부호공간에서는 급격한 비트 차이가 발생할 수 있다. 이를 해밍절벽(Hamming cliff)이라 하고, 이 현상 때문에 해가 비전역 최적해에 수렴해버리는 문제점이 있다. 그리고 이진코딩에서는 탐색구간을 확대하게 되면 염색체 길이가 길어지고 매우 큰 탐색공간을 만들어 해를 찾는 데 많은 시간을 요구한다. 실수 코딩을 이용하면 상기 문제들을 크게 해소할 수 있다

2.2.1 적합도 스케일링(fitness scaling)

초기 세대의 모집단에 초우량 개체, 즉 상대적인 적합도가 큰 개체가 출현하면 재생산 과정에서 이 개체가 여러 번 복제되고 궁극적으로 집단을 지배하게 되어 지역 최적점에 수렴하는 문제가 발생할 수 있다. 그리고 후기 세대에서는 일반적으로 개체들이 최적점 주위로 군집되며, 이때 적합도의 분별력이 낮아지므로, 최적 개체를 선택하기 어려울 수 있다.

그러므로 초기 세대에서는 다양한 유전자가 존재하도록 개체간의 적합도의 편차를 줄이도록 스케일링하고, 후기 세대에서는 역으로 적합도의 편차를 증가하여 최적점에 잘 수렴되도록 한다.

적합도를 스케일링하는 방법에는 선형 스케일링(linear scaling), 시그마절단(sigma truncation), 지수법칙 스케일링(power law scaling), 로그스케일링(logarithmic scaling), 스케일링 윈도우(scaling window) 등이 있다⁶⁾.

본 연구에서는 전 세대 동안 선택압(selection pressure)이 적절히 유지되도록 각 개체와 최적 개체간의 상대적인 차이를 이용하는 윈도우 스케일링 방법을 사용하였다. 스케일링 방법은 다음 식과 같다.

$$f'(x_j) = f(x_j) - f(x_b)$$

x_j 는 모집단의 j 번째 개체, x_b 는 모집단의 최적개체, $f'(x)$ 는 변환된 적합도, $f(x)$ 는 원시 적합도, 즉 목적함수이고, γ 는 각 세대의 최적 개체의 적합도이다.

2.2.2 구배와 유사한 선택자

단순 유전알고리즘에서 룰렛휠을 이용하는 선택기법은 확률적 속성 때문에 최적 개체를 선택하지 못하거나, 초기 세대에 적합도가 큰 개체가 존재하면 이를 여러 번 복제하게 되어 유전적 다양성을 감소시키는 유전적 부동(genetic drift) 현상이 일어난다. 그리고 모집단의 크기가 크고 설계변수가 다차원인 경우 연산시간이 상당히 많이 소요된다.

이를 해결하기 위해 새로운 형태의 재생산 연산자인 구배와 유사한 선택자 (gradient-like selector)^{(3),(4),(6)}를 이용하였다. 새로운 탐색점은 선택된 개체와 최적 개체를 연결한 연장선상에 있도록 하여 복제를 피하고, 최적 개체 쪽으로 유도한다. 결과적으로 소멸되기 쉬운 적합도가 낮은 개체들은 최적 개체 부근으로 이동시켜 모으고, 반대로 적합도가 높은 개체들은 원래 위치 부근에 머물게 된다. 새로운 탐색점은 다음 식에 의해 결정된다.

$$\bar{x}_j(k+1) = (1 - \xi_j(k)) \bar{x}_j(k) + \xi_j(k) \bar{x}_b(k), \quad 1 \leq j \leq N$$

$$\bar{x}_j(k+1) = \bar{x}_j(k) + \xi_j(k) (\bar{x}_b(k) - \bar{x}_j(k))$$

$$\xi_j(k) = \eta_j \frac{f_b(k) - f_j(k)}{f_b(k)}$$

여기서, $\bar{x}_j(k+1)$ 는 $k+1$ 세대 j 번째 새로운 개체, $x_j(k)$ 는 k 세대 모집단의 j 번째 개체, $f_j(k)$ 는 j 번째 개체의 적합도, $x_b(k)$ 는 k 세대 최적 개체, $f_b(k)$ 는 최적 개체의 적합도, N 은 모집단 크기이고, η_j 은 재생산 계수 ($0 \leq \eta_j \leq 2$)이다.

2.2.3 수정단순교배(modified simple crossover)

수정단순교배는 두 부모 염색체에 대해 임의의 교배점으로 선택된 요소만 일차결합(linear combination)을 통해 새로운 요소를 생성하고 교배점 이후의 요소들은 서로 교환한다.

일차결합 식은 다음과 같다.

$$\tilde{x}_{j1} = \lambda_1 \times x_{j1} + (1 - \lambda_1) \times x_{j2}$$

$$\tilde{x}_{j2} = \lambda_2 \times x_{j1} + (1 - \lambda_2) \times x_{j2}$$

여기서, $x_{j1,2}$ 는 2개의 부모 염색체, $\tilde{x}_{j1,2}$ 는 2개의 자손 염색체, λ_i 는 0과 1사이의 난수이다.

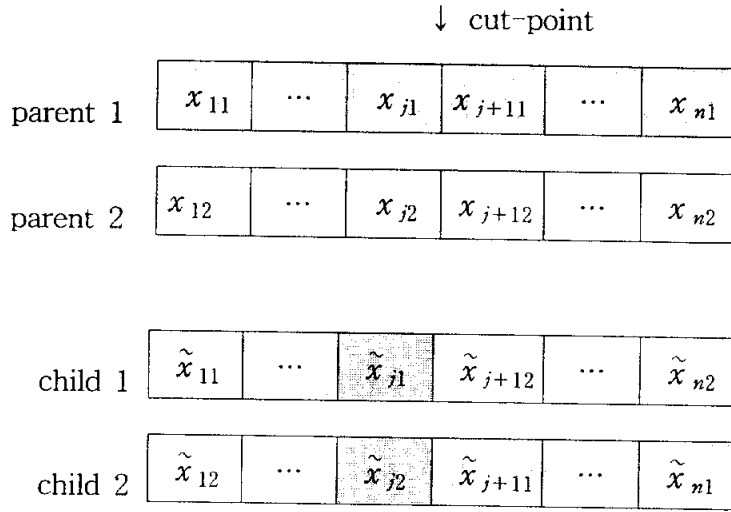


Fig. 2.3 Modified simple crossover

2.2.4 동적 돌연변이(dynamic mutation)

동적 돌연변이는 돌연변이 확률에 의해 선택된 염색체를 세대에 따라 조절되는 탐색영역 내에서 임의로 발생된 실수로 교체한다. 따라서 정밀도를 높이고 미세 조정이 가능해진다. 돌연변이 염색체는 다음 식으로부터 결정된다.

$$\tilde{x}_j = \begin{cases} x_j + \Delta(k, x_j^U - x_j), & \tau=0 \\ x_j - \Delta(k, x_j - x_j^L), & \tau=1 \end{cases}$$

$$\Delta(k, y) = y \cdot r(1 - \frac{k}{T})^b$$

여기서, $\tilde{x}_j$ 는 돌연변이 염색체, x_j 는 선택된 염색체, x_j^L 은 x_j 의 정의영역의 하한치, x_j^U 은 x_j 의 정의영역의 상한치, τ 는 0 또는 1을 발생하는 난

수, r 은 0 과 1 사이의 실수 난수, b 는 불균등 정도를 나타내는 매개변수이고 일반적으로 5로 설정한다. T 는 최대 세대수이다. 따라서 세대수 k 가 증가함에 따라 0에 가까운 수를 발생시킨다.

2.2.5 엘리트 전략(Elitist strategy)

재생산 과정에서 확률적 속성 때문에 한 세대의 최적 개체가 다음 세대에서 간혹 선택되지 못할 수 있다. 엘리트 전략은 모집단 내에서 세대별 최적 개체를 다음 세대에 무조건 생존하도록 보장하기 위해 한 세대에서 가장 낮은 적합도를 가진 개체를 없애고 그 자리에 모집단의 최적 개체로 대체시킨다. 엘리트 전략을 추가한 유전알고리즘의 순서도는 Fig. 2.4와 같다.

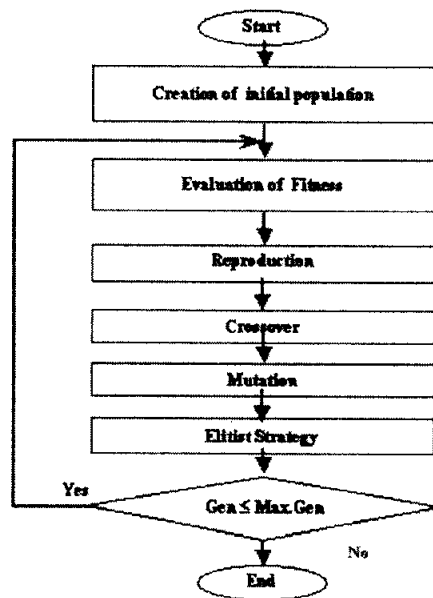


Fig. 2.4 Flowchart of genetic algorithm with elitist strategy

2.2.6 제약조건 처리

가장 보편적인 기법인 벌점 전략(penalty strategy)을 도입하여 복잡한 제약조건을 처리하였다.

제약조건을 가지는 최적화 문제에 있어서 설계변수가 제약조건을 만족하는 유용해 영역과 그렇지 않은 불용해 영역으로 구분된다. 유전알고리즘이 불용해 영역을 탐색하게 될 때 벌점을 부과하고 이 벌점을 평가함수 계산에 반영한다. 따라서 제약조건이 있는 최적화 문제를 제약조건이 없는 문제로 변환할 수 있다.

$$eval(x) = \begin{cases} f(x) & x \in F \\ f(x) + p(x) & x \notin F \end{cases}$$

여기서, $f(x)$ 는 목적함수, $p(x)$ 는 벌점함수이고 F 는 유용해 영역을 의미한다.

벌점함수 $p(x)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x) = \sum_{j=1}^m \{r_j G_j(x)\}^q$$

여기서, $G_j(x)$ 는 제약함수, m 은 제약함수의 개수, r_j 은 벌점함수의 가중치이고, q 는 벌점함수의 계수이며 일반적으로 2로 설정한다.

제 3 장 비틀림 축계의 직경 설계

3.1 비틀림 축계의 강도설계

비틀림 모멘트 즉, 전달 토크가 작용하는 축을 피로나 안전율, 응력집중 등을 고려하여 충분한 강도(strength)를 갖도록 축의 직경을 설계해야 한다.

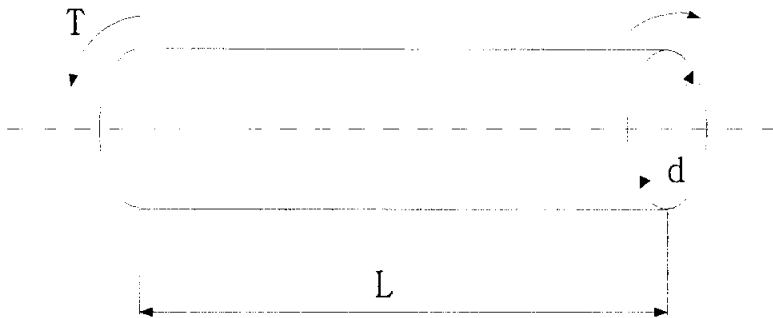


Fig. 3.1 Shaft acted by torque

Fig. 3.1과 같이 축에 비틀림 모멘트 T ($\text{N} \cdot \text{m}$)가 작용하고, 이 축의 단면 형상에 따른 극단면계수가 Z_p (m^3)이면, 축의 비틀림 응력 τ (N/m^2)은

$$\tau = \frac{T}{Z_p}$$

이고, 축 단면의 직경이 d 인 원형 중실축의 경우에서 비틀림 응력은

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d^3}$$

이다. 따라서 중실축의 최소 직경은 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T}{\tau}} \quad (3.1)$$

그리고 중공축인 경우에는 축 단면의 외경(d_o)은

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi(1-n^4)\tau}} \quad (3.2)$$

이고, 여기서 $n = d_i / d_o$ 은 내경(d_i)과 외경의 직경비이다.

(1) 비틀림 모멘트가 작용하는 전동축의 직경

전달동력이 P (W)이고, 회전속도가 ω (rad/s)이면 전달토크 T (N · m)는

$$T = \frac{P}{\omega}$$

이고, 상기 식을 식(3.2)에 대입하면 축의 직경은 다음과 같다.

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{16 P}{\pi(1-n^4)\tau\omega}} \quad (3.3)$$

(2) 동적효과를 고려한 축의 직경

축에 작용하는 비틀림 모멘트는 일정하지 않는 경우가 많고, 때로는 복잡하게 변동하거나 충격적으로 작용할 경우도 있다. 따라서 이러한 동적 영향을 고려할 경우, 축이 충분한 강도를 가지기 위해 설계시 축의 직경을 다음

식과 같이 적절히 보정해 주어야 한다.

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(1-n^4)\tau_a} C_t T} \quad (3.4)$$

여기서, C_t 는 축의 종류 및 충격의 크기에 따른 동적효과를 나타내는 계수로써 주로 1~3의 값을 갖고⁽¹⁴⁾, τ_a 는 정하중에 대한 축의 최대 허용응력이다.

3.2 비틀림 축계의 강성설계

Fig. 3.2와 같이 축에 비틀림 모멘트가 작용하면 축은 비틀리게 되고, 이때 변형량인 비틀림 각이 너무 커지면 기어의 이가 파손되거나 동력 전달상 여러 가지 불편이 생긴다. 따라서 축의 설계시에 강성(stiffness)도 고려되어야 한다.

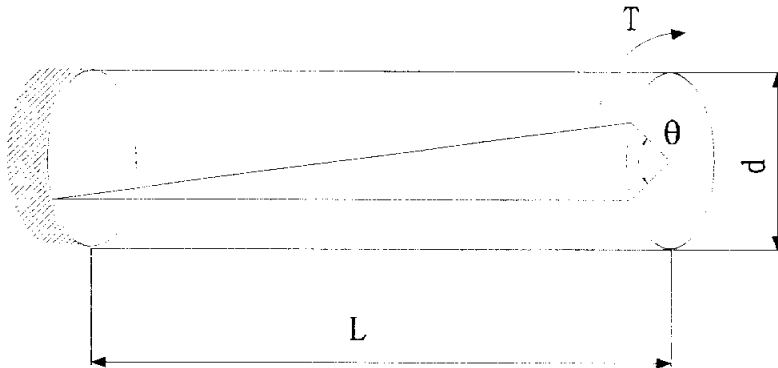


Fig. 3.2 Shaft with torsional angular deflection

Fig. 3.2의 축에서 축의 길이가 L 이고, 축 재료의 횡탄성계수가 G 일 때 비틀림각 θ 는 다음과 같다.

$$\theta = \frac{32}{\pi d^4} \frac{TL}{G}$$

일반적으로 전달축의 비틀림각은 축의 길이 1 m에 대하여 0.25° 이하가 되도록 제한되고 있다. 따라서 비틀림 모멘트가 작용하는 전동축의 강성설계 결과, 중실축의 직경은

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 P}{0.25 \pi G \omega} \frac{180}{\pi}} \quad (3.5)$$

이고, 중공축의 직경은 다음과 같다.

$$d_o = \sqrt[4]{\frac{32 P}{0.25 \pi (1 - n^4) G \omega} \frac{180}{\pi}} \quad (3.6)$$

3.3 비틀림 축계의 진동설계

축계의 비틀림 진동설계는 위험속도를 회피하기 위한 회전축의 자유진동 설계와 진동으로 인한 부가응력을 제한하는 강제진동 설계로 나눌 수 있다.

3.3.1 비틀림 축계의 자유진동 설계

축에 작용하는 토크의 진동수가 축의 고유진동수와 일치하였을 때, 축은 탄성한도를 넘어서 파괴될 수 있다. 이와 같이 고유진동수에 일치하는 축의 회전속도를 위험속도라 한다. 일반적으로 축의 상용회전속도는 위험속도로부터 $\pm 25\%$ 정도 떨어지도록 축의 직경을 설계한다.

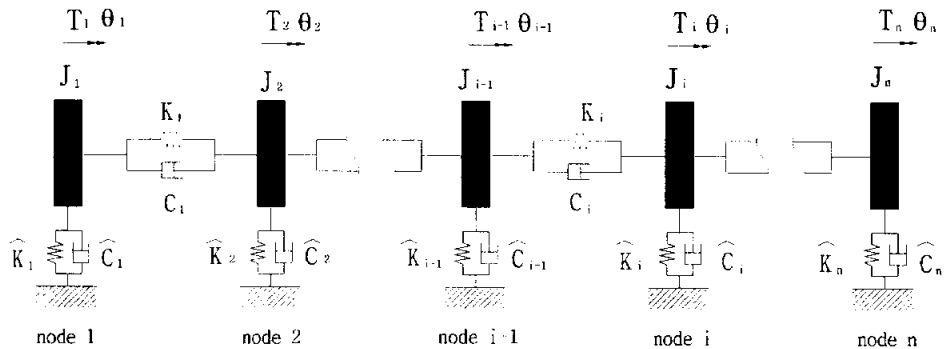


Fig. 3.3 Analytical model for power transmission shafting

비틀림 축계는 Fig. 3.3와 같이 축요소를 이산계로 모델링 할 수 있다. 질량관성모멘트 J , 각 절점 사이의 비틀림 스프링상수 K 와 감쇠 계수 C , 그리고 기초(base)에 대한 각 절점의 비틀림 스프링상수 $\hat{K}$, 지지 감쇠 $\hat{C}$ 등으로 구성되어 있다. T 는 각 절점에 작용하는 토크이고, θ 는 각 절점의 각

변위이다.

비틀림 진동방정식을 행렬 형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\mathbf{M} \ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{C} \dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K} \boldsymbol{\theta} = \mathbf{F} \quad (3.7)$$

여기서,

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & J_n \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & \cdots & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & \cdots & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & c_{n-1} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \cdots & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 & \cdots & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & k_{n-1} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} f_1 \cos(\Omega t + \alpha_1) \\ f_2 \cos(\Omega t + \alpha_2) \\ \vdots \\ f_n \cos(\Omega t + \alpha_n) \end{bmatrix}$$

이 때, $\mathbf{M}$ 은 질량 행렬, $\mathbf{C}$ 는 감쇠 행렬이고, $\mathbf{K}$ 는 강성 행렬, $\mathbf{F}$ 는 힘 벡터이고, f 는 기진력, Ω 는 기진력 각진동수, α 는 기진력의 위상각이고, $\dot{\boldsymbol{\theta}}$, $\ddot{\boldsymbol{\theta}}$ 는 비틀림 진폭 $\boldsymbol{\theta}$ 의 시간 t 에 대한 1차, 2차 도함수 벡터이다. 계 전체의

자유도가 n 인 경우, 각 행렬은 $n \times n$ 의 정방 행렬이 되고, θ , $\dot{\theta}$, $\ddot{\theta}$ 는 $n \times 1$ 열벡터이다.

자유진동 해석을 수행할 경우, 식(3.7)에서 감쇠항과 기진력항을 제거하면 다음과 같이 된다.

$$\mathbf{M} \ddot{\theta} + \mathbf{K} \theta = 0 \quad (3.8)$$

여기서, 진동수 ω 에 대해 조화운동을 한다면 $\theta = \Theta e^{j\omega t}$ 라 놓고, 식(3.8)을 대입하여 정리하면

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \Theta = 0 \quad (3.9)$$

이고, 식(3.9)에서 $\lambda = \omega^2$, $\mathbf{D} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{K}$ 라 놓고 다시 정리하면

$$(\mathbf{D} - \lambda \mathbf{I}) \Theta = 0 \quad (3.10)$$

이다. 여기서, λ 를 고유치(eigenvalue)라 하고, $\mathbf{D}$ 를 동매트릭스(dynamical matrix)라 한다. $\mathbf{I}$ 는 단위 행렬이다.

식(3.10)의 고유치 문제에서 Θ 는 유용해를 갖기 위해서는 다음과 같이 특성행렬식은 0이 되어야 한다.

$$|\mathbf{D} - \lambda \mathbf{I}| = 0 \quad (3.11)$$

식(3.11)를 전개하면 특성방정식 또는 진동수 방정식인 λ 의 n 차 다항식이

된다. 특성방정식을 풀면 고유치 λ 와 고유진동수(natural frequency) ω 를 구할 수 있다. 그리고 각 고유치에 대하여 식(3.10)을 풀면, 진동형 벡터인 θ 를 구할 수 있다.

3.3.2. 비틀림 축계의 강제진동 설계

물리 좌표계를 모드 좌표계로 나타내기 위해 다음 식을 이용한다.

$$\theta = Vq \quad (3.12)$$

여기서, V 는 직교정규화(orthonormal)된 모드행렬(modal matrix)이며, 모드 좌표계와 물리 좌표계의 좌표변환 행렬이다. q 는 모드 좌표계이다.

비틀림 진동진폭을 계산하기 위하여 식(3.12)을 이용해 식(3.7)을 모드 좌표계로 나타내면

$$M V \ddot{q} + C V \dot{q} + K V q = F \quad (3.13)$$

이다. 식(3.13) 앞에 모드행렬의 전치행렬 V^T 를 곱해서 정리하면, 감쇠 강제 진동방정식은 n 개의 비연성 진동방정식이 된다.

$$I \ddot{q} + \tilde{C} \dot{q} + \omega^2 I q = V^T F \quad (3.14)$$

여기서, 감쇠행렬은 $\tilde{C} = V^T C V$ 이다.

식(3.14)에서 비연성된 r 번째 진동형 방정식에 대해 풀면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
m_r \ddot{q} + \widetilde{C}_r \dot{q} + w_r^2 m_r q &= v_{r1} f_1 \cos(\Omega t + \alpha_1) \\
&+ v_{r2} f_2 \cos(\Omega t + \alpha_2) \\
&+ \cdots + v_{rn} f_n \cos(\Omega t + \alpha_n)
\end{aligned} \tag{3.15}$$

여기서, v_{rk} 는 r 번째 모드행렬의 k 번째 절점 요소이다.

식(3.15)의 우변을 정리하면

$$\begin{aligned}
&v_{r1} f_1 \cos(\Omega t + \alpha_1) + v_{r1} f_2 \cos(\Omega t + \alpha_2) \\
&+ \cdots + v_{rn} f_n \cos(\Omega t + \alpha_n) \\
&= \cos \Omega t \sum_{k=1}^n v_{rk} f_k \cos \alpha_k - \sin \Omega t \sum_{k=1}^n v_{rk} f_k \sin \alpha_k \\
&= D_r \cos(\Omega t + \phi_r)
\end{aligned} \tag{3.16}$$

$$D_r = \sqrt{A_r^2 + B_r^2} \quad , \quad \phi_r = \tan^{-1} \frac{A_r}{B_r}$$

$$A_r = \sum_{k=1}^n v_{rk} f_k \sin \alpha_k \quad B_r = \sum_{k=1}^n v_{rk} f_k \cos \alpha_k$$

모드 좌표에 있어서 r 번째 진동형의 응답은 다음과 같다.

$$q_r = Q_r \sin(\Omega t + \phi_r - \Psi_r) \tag{3.17}$$

$$Q_r = \frac{D_r}{\sqrt{(\omega_r^2 m_r - m_r \Omega^2)^2 + (\widetilde{C}_r \Omega)^2}} \tag{3.18}$$

$$\Psi_r = \tan^{-1} \left(\frac{\tilde{C}_r \Omega}{\omega_r^2 m_r - m_r \Omega^2} \right) \quad (3.19)$$

식(3.12)에 의해 모드 좌표계에서 각각의 강제 응답을 실제 물리 좌표계로 다시 변환시켜 비틀림 진폭을 구한다.

비틀림 부가응력은 질점간의 변위차를 그 점의 극단면계수로 나누어 다음과 같이 계산한다.

$$\tau_i = \frac{\Delta\theta_i \cdot K_i}{Z_i} \quad (3.20)$$

$$\Delta\theta_i = |\theta_i - \theta_{i+1}|$$

여기서, K_i 는 i 요소의 축의 비틀림 스프링상수, Z_i 는 i 요소의 축의 극단면계수, τ_i 는 i 요소의 비틀림 부가응력이다.

제 4 장 수치계산 및 고찰

4.1 단순축의 직경 최적설계

유전 알고리즘을 이용하여 비틀림 축계의 직경을 최적화한 수치계산 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여, 단순축을 대상으로 직경을 최적설계 한 후, 그 결과를 기존의 강도설계, 강성설계 그리고 진동설계를 통한 수치 계산 결과와 비교하였다.

4.1.1 모델링

3기통 300마력 2사이클 디젤 엔진과 플라이 휠일 그리고 발전기 회전자 순서로 구성된 발전기를 간단히 모델링한 것이 Fig. 4.1의 계산모델 I 이다. 계산모델 I 은 발전기 회전자와 플라이 휠일 사이의 연결 축을 중심으로 발전기를 2개의 회전체를 갖는 단순축으로 모델링한 것이다.

좌측 회전체의 관성모멘트 J_1 의 값은 발전기 중 플라이 휠일의 관성모멘트($93000 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$) 와 실린더 부의 관성모멘트($950 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$)를 합한 $93950 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 이고, 우측 회전체의 관성모멘트는 발전기 회전자의 관성모멘트로써 J_2 의 값은 $109700 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 이다. 축은 원형단면을 갖는 중실축이고, 길이 L 은 1.395 m , 재료의 횡탄성계수 G 는 $8.134 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$, 재료의 밀도 ρ 는 7850 kg/m^3 이다. 엔진의 상용 회전수는 150 rpm 부근이다.

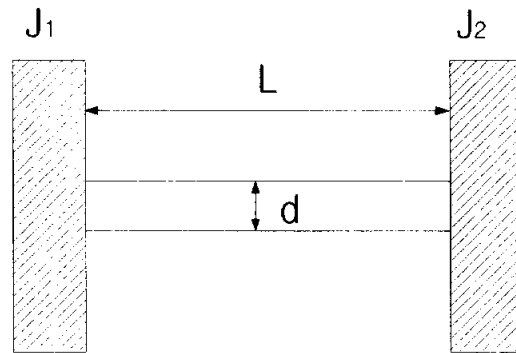


Fig. 4.1 Computation model I

4.1.2 목적함수 및 제약조건

축의 직경 d 를 설계변수로 두었고, 목적함수는 경제성 및 제작의 용이성을 고려하여 축의 질량 $f(d)$ 를 최소화하는 것으로 하였다.

$$\text{minimize } f(d)$$

강도설계, 강성 설계 및 진동설계를 감안한 제약조건은 다음과 같다.

강도설계 측면에서, 회전축이 엔진의 행정 중 폭발로 인한 충격하중을 받으므로 축의 비틀림 응력 τ 를 $4.12 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 이하가 되도록 제한한다.

강성설계 측면에서, 축의 비틀림각을 축의 길이 1 m당 0.25° (0.0044 rad) 이하가 되도록 제한한다.

진동설계 측면에서, 비틀림 축계의 위험속도가 고유진동수의 25% 이내가 되지 않도록 제한한다.

최적화된 축의 직경을 구하기 위한 직경의 탐색 범위는 0.01 m에서 0.5 m

까지로 하였다.

따라서 제약조건과 설계변수의 탐색 범위를 정리하면 다음과 같다.

$$\tau \leq 4.12 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$\theta/L \leq 0.25 \text{ }^\circ/\text{m}$$

$$\omega \leq 337.5 \text{ rpm}$$

$$\omega \geq 562.5 \text{ rpm}$$

$$0.01 \text{ m} \leq d \leq 0.5 \text{ m}$$

4.1.3 최적설계 계산 결과

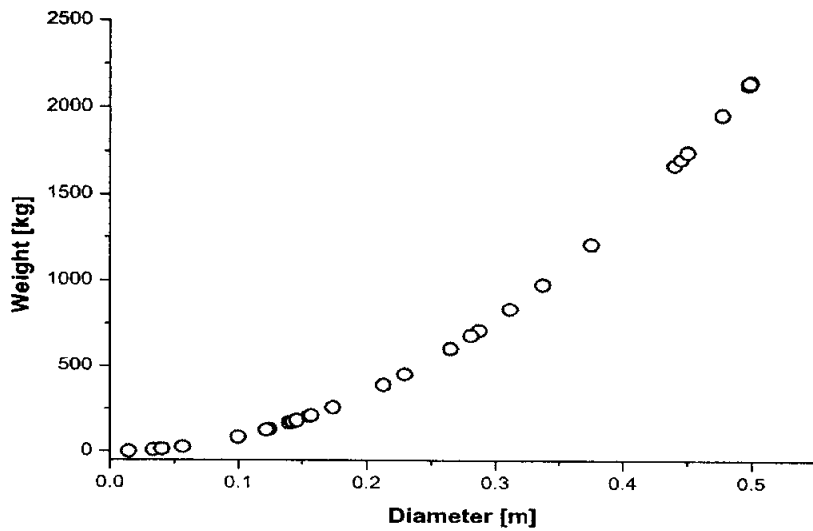
실수 코딩 유전알고리즘으로 최적설계를 수행하였다. 유전알고리즘에 필요한 변수들은 Table 4.1과 같다.

Table 4.1 Setting of parameters

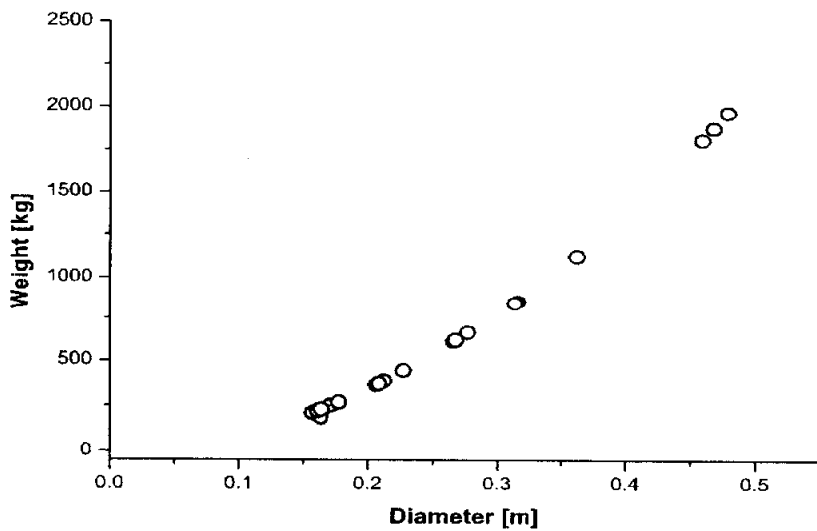
Population size	Generation	Reproduction coefficient	Crossover probability	Mutation probability
30	50	1.7	90%	10%

Fig. 4.2는 각 세대별 모집단의 분포도로써, 최적화되는 과정을 보여준다. 20세대를 전후로 분산되어 있는 개체들이 최적해에 수렴해가고 있음을 볼 수 있다. 50세대에서는 모집단 개체들 즉, 설계변수인 축의 직경이 163.15 mm에 수렴하였고, 이 때 목적함수인 축의 질량은 228.9 kg이다.

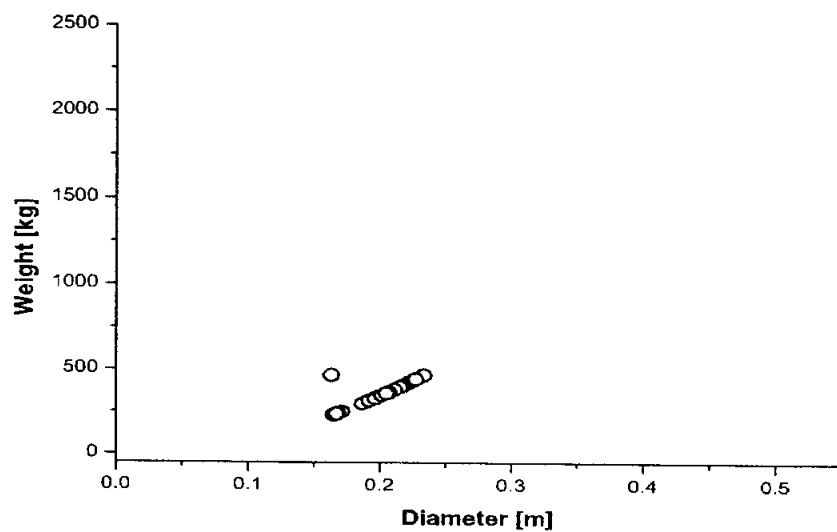
Fig. 4.3에는 각 세대별로 제약조건을 만족시키는 개체 중에서 최소 질량을 가지는 우수개체의 직경 값과 질량 값을 나타내었다.



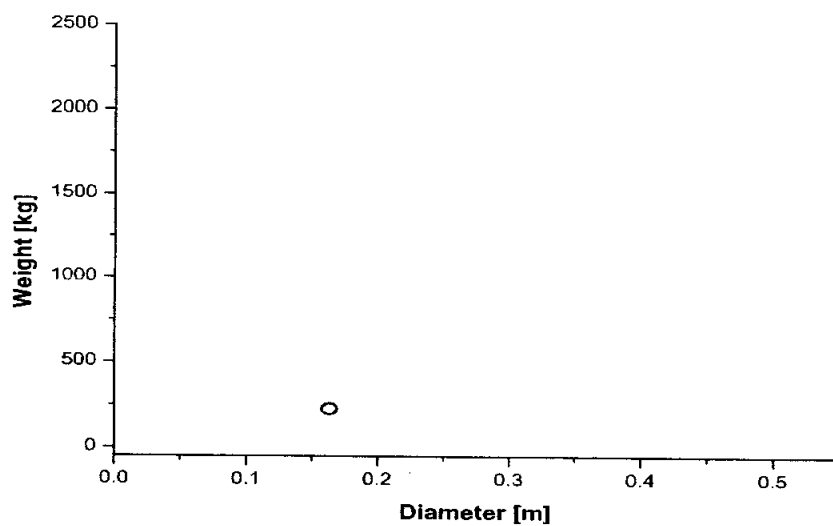
(a) Population in initial generation



(b) Population in 10 generation

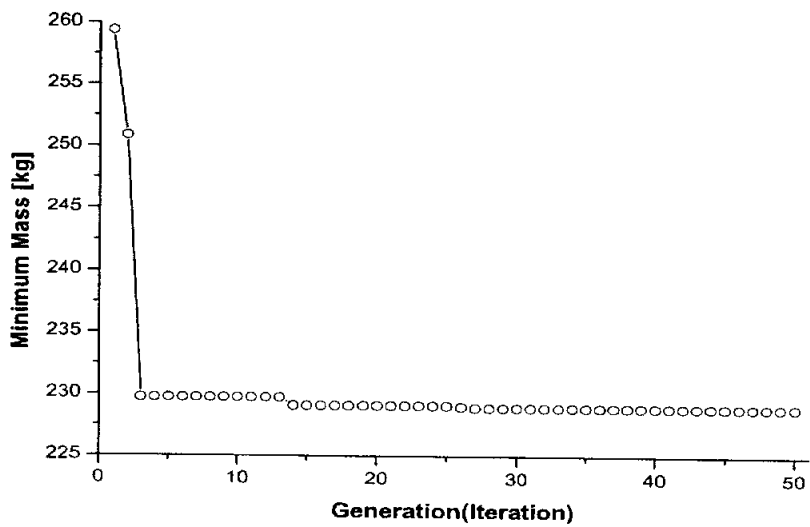


(c) Population in 20 generation

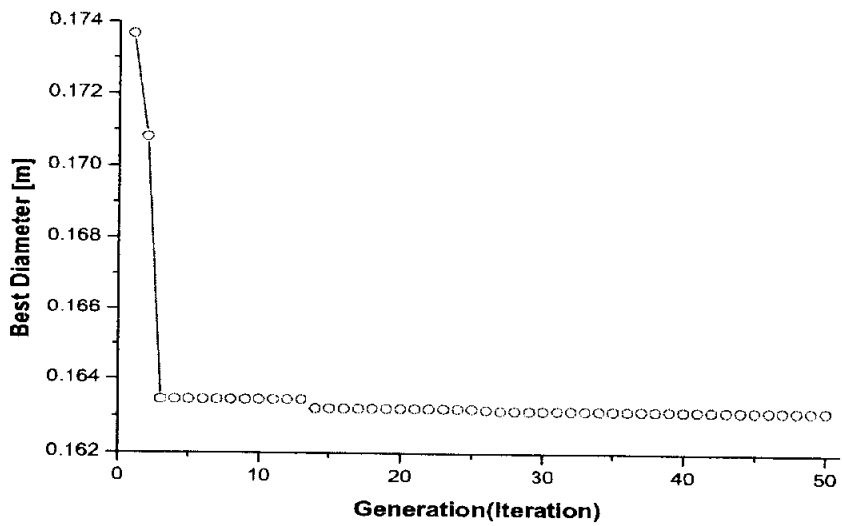


(d) Population in 50 generation

Fig. 4.2 Population as each generation



(a) Minimum mass as each generation



(b) Best design variables as each generation

Fig. 4.3 Minimum mass and best design variables as each generation

4.1.4 고찰

앞 절에서 보여준 최적설계 계산 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 기존의 세분화된 강도설계, 강성설계 및 진동설계를 각각 수행하여 계산모델 I의 축의 직경을 계산한 후 최적설계 결과와 비교하였다.

(1) 강도설계

강도설계시에 동적효과를 고려하면 중실축의 직경은 다음과 같다.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau} C_t T}$$

여기서 T 는 전달토크, C_t 는 하중의 성질에 따른 동적 효과 계수, τ 는 비틀림 응력이다.

계산모델 I에서는 전달 동력 P 는 300 PS, 축의 회전수 N 은 150 rpm이므로 전달 토크 T 는

$$T = 735P \frac{60}{2\pi N} = 1.404 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

이고, 회전축에서 엔진의 행정 중에서 폭발로 인한 충격하중을 고려하여 C_t 는 2.5, 축의 허용 비틀림 응력 τ 는 $4.12 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 로 두고 축의 강도설계를 수행한 결과, 축의 직경은 0.16315 m 이상이다.

Fig. 4.4는 설계변수 범위에 따라 축에 발생하는 비틀림 응력을 보여준다. 그리고 그림에서 ○는 앞 절의 최적설계로 선정된 축 직경에서의 비틀림 응력을 나타낸다.

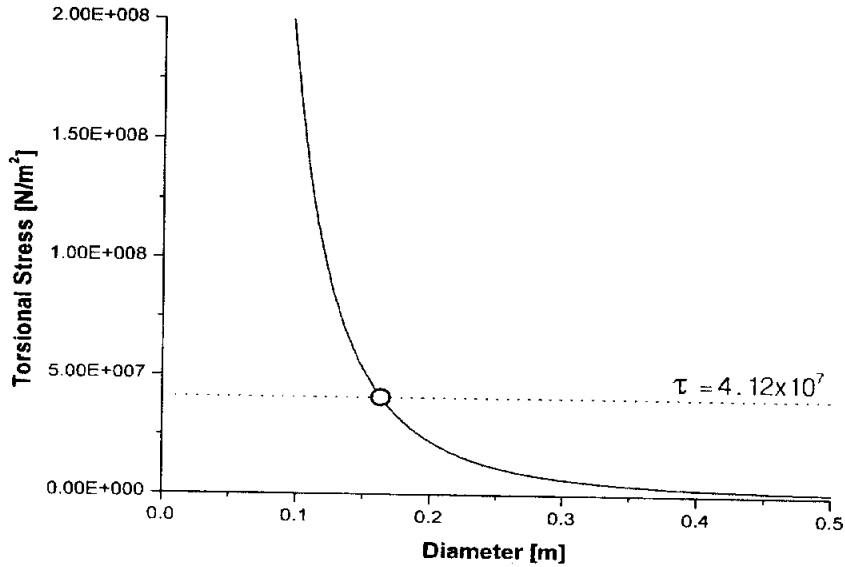


Fig. 4.4 Torsional stress as diameters

(2) 강성설계

축의 직경을 비틀림 각 θ 와 축의 길이 L 등의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 TL}{\pi G \theta} \frac{180}{\pi}}$$

여기서 T 는 전달토크, G 는 재료의 횡탄성계수이다.

계산모델 I에서는 전달 토크 T 는 $1.404 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$, 횡탄성계수 G 는 $8.134 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ 이고, 단위 길이당 비틀림 각을 $0.25^\circ/\text{m}$ 로 두고 강성설계를 수행한 결과, 축의 직경은 0.14167 m 이상이다.

Fig. 4.5은 설계변수 범위에 대한 축의 단위 길이당 비틀림 각을 보여준다.

그리고 그림에서 ○는 최적설계로 선정된 축 직경에서의 단위 길이당 비틀림 각을 나타낸다.

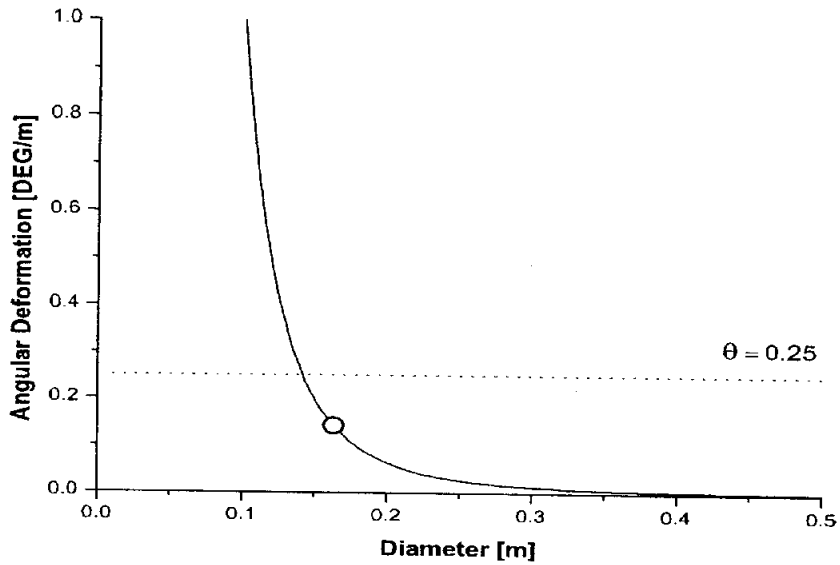


Fig. 4.5 Angular deformation per unit length as diameters

(3) 진동설계

계산모델 I 과 같은 비틀림 진동계에서, 축의 직경과 위험속도 n_{cr} 과의 관계식은 다음과 같다.

$$d = \sqrt[4]{\frac{32L}{\pi G} \left(\frac{\pi}{30} n_{cr} \right)^2 \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2}}$$

여기서 J_i 는 i 번째 절점 극관성모멘트, G 는 재료의 횡탄성계수, L 은 축

의 길이다.

계산모델 I에서는 질량관성모멘트 J_1 은 $93950 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 이고, J_2 는 $109700 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, 횡탄성계수 G 는 $8.134 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$, 길이 L 은 1.395 m 이다.

엔진은 1회전에 3회의 폭발이 일어나므로 축이 받는 최대 비틀림모멘트는 회전수 $150 \times 3 = 450 \text{ rpm}$ 에서 발생한다. 따라서 축의 위험속도는 450 rpm 이 되며, 비틀림 축계의 고유진동수가 450 rpm 을 중심으로 $\pm 25\%$ 범위인 337.5 rpm 에서 562.5 rpm 까지 들지 않도록 해야한다. 따라서 축의 직경은 0.22922 m 이하, 0.29593 m 이상이 되어야 한다.

Fig. 4.6은 설계변수 범위에 대한 축의 고유진동수를 보여준다. 그리고 그림에서 ○는 최적설계로 선정된 축 직경에서의 고유진동수를 보여준다.

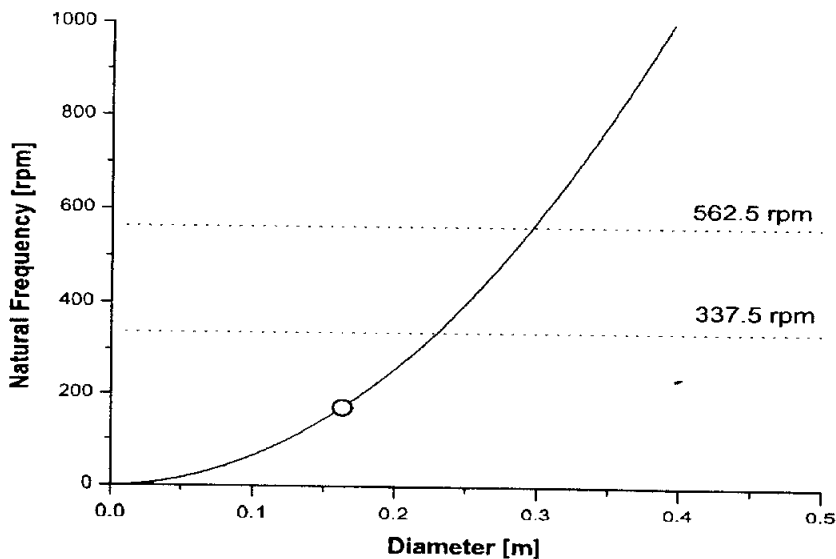


Fig. 4.6 Natural frequency as diameters

강도설계, 강성설계, 그리고 진동설계 결과를 종합적으로 나타낸 것이 Fig. 4.7이다. 빗금친 부분은 강도설계, 강성설계 그리고 진동설계 결과를 모두 만족시키는 축의 직경이다. 여기서 축의 질량 최소화를 고려할 경우 축의 직경은 163.15 mm가 된다.

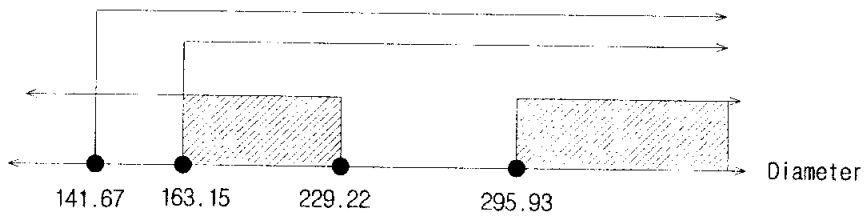


Fig. 4.7 Feasible region of design variables

따라서 기존의 강도설계, 강성설계 그리고 진동설계를 통한 계산 결과와 앞 절의 최적설계를 수행한 결과가 잘 일치하고 있으므로 유전알고리즘을 이용한 축계의 직경 최적설계 결과가 신뢰성 있고 편리함을 알 수 있었다.

4.2 선박의 중간축과 프로펠러축의 직경 최적설계

4.2.1 모델링

Fig. 4.8의 계산모델 II는 2행정 7실린더 엔진이 장착된 컨테이너 선박의 추진축계를 모델링한 것이다. Table 4.2는 엔진을 포함한 추진축계의 기본재원이고, Table 4.3은 계산모델 II의 극관성 모멘트 및 비틀림 강성이다.

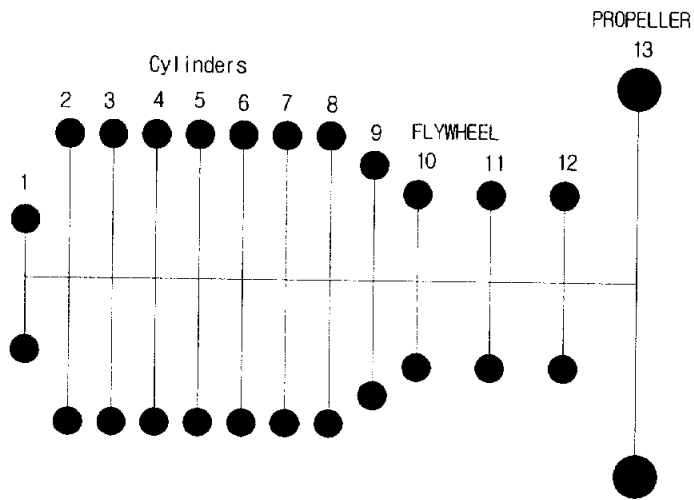


Fig. 4.8 Computation model II.

Table 4.2 Main specification of marine diesel engine shafting

MAIN ENGINE	
Type	two-stroke, single-acting, cross-head, solid injection, direct reversible, exhaust turbo-charged type marine diesel engine
Number of cylinder	7
Cylinder bore	840 mm
Stroke	2,400 mm
Maximum continuous output	28350 KW
Maximum continuous revolution	102 RPM
Mean effective pressure	19.1 BAR
Firing order	1-6-3-4-5-2-7
Ratio of the connecting rod	0.348
Oscillating mass per cylinder	12,198 kg
SHAFT	
Intermediate shaft length	21,650 mm
Propeller shaft length	12,082 mm
U.T.S	588 N/mm ²
PROPELLER	
Propeller diameter	7.86 m
Number of blade	5
Pitch	7.1526 m
Material	Ni-Al, Br
Weight	50,300 kg

Table 4.3 Polar moment of inertia and torsional stiffness

POLAR MOMENT OF INERTIA	
Free end of the Crank Shaft	1225 kgm ²
Cylinder 1~7	26438 kgm ²
Thrust Bearing / Cam shaft Drive	12858 kgm ²
Flywheel	7174 kgm ²
Propeller (with entrained water)	189455 kgm ²
STIFFNESS	
Free end of the Crank Shaft	2.9240×10^9 Nm/rad
Crank shaft	2.4027×10^9 Nm/rad
Cam shaft	3.5063×10^9 Nm/rad
Thrust shaft	5.6689×10^9 Nm/rad

4.2.2 목적함수 및 제약조건

선박 추진축계에서 중간축의 직경(d_s)과 프로펠러 축의 직경(d_p)을 설계 변수로 두었고, 목적함수는 중간축의 질량과 프로펠러축의 질량의 합 $f(d_s, d_p)$ 을 최소화하도록 하였다.

$$\text{minimize } f(d_s, d_p)$$

제약조건은 선급사가 요구하는 축계 치수와 부가응력의 한도를 만족하도록 설정하였다.

(1) 중간축의 최소 직경

국제선급협회(IACS, International Association Classification Society)에서 규정된 중간축의 최소 직경은 다음과 같다.

$$d = F \cdot K \cdot \left(\frac{P}{N} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4} \cdot \frac{560}{\sigma_b + 160} \right)^{\frac{1}{3}}$$

여기서, d_i 는 중공축의 내경, d_o 는 축의 외경, F 는 추진 기관의 형식에 대한 계수, K 는 축 설계 특성에 대한 계수, N 은 중간축의 정격회전수(rpm), P 는 주기의 정격 출력(KW), σ_b 는 계산을 위하여 취한 축 재료의 인장강도(N/mm²)이다.

계산모델 II에서 F 는 일반 디젤기관이므로 100이고, K 는 중간축이 커플링과 플랜지와 일체식이므로 1.0, 축은 중실축이다. 따라서 중간축의 최소 직경은 592.58 mm 이상이다.

(2) 프로펠러축의 최소 직경

국제선급협회(IACS)에 규정된 프로펠러축의 최소 직경은 다음과 같다.

$$d = F \cdot K_2 \cdot \left(\frac{P}{N} \cdot \frac{560}{\sigma_b + 160} \right)^{\frac{1}{3}}$$

여기서, K_2 는 프로펠러 축에 대한 계수이다.

계산모델 II에서는 키가 있는 프로펠러축이므로 선급규정에 의해 K_2 는 1.26이다. 따라서 프로펠러 최소 직경은 746.65 mm 이상이다.

(3) 중간축과 프로펠러축의 허용 부가응력

독일선급협회(GL, Germanischer Lloyd)의 규정에 의해 비틀림 진동에 의한 중간축과 프로펠러축의 부가응력은 연속최대 회전수의 105%이하에서 기관을 연속 사용하는 경우 다음과 같다.

$$\tau_a = C_W C_K C_D (3 - 2\lambda^2) \quad (\lambda < 0.9)$$

$$\tau_a = 1.38 C_W C_K C_D \quad (0.9 < \lambda < 1.05)$$

여기서, λ 는 사용회전수와 연속최대회전수와 비, C_W 는 재료의 인장강도에 피로강도 및 안전율을 고려하는 계수이며 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$C_W = \frac{\sigma_b + 160}{18}$$

C_K 는 축의 종류 및 모양에 관한 계수이고, C_D 는 축 직경의 크기에 관한 계수

이며 다음 식으로 계산 할 수 있다.

$$C_D = 0.35 + 0.93d^{-0.2}$$

계산모델 II에서 축의 직경의 크기에 관한 계수 C_W 는 41.56이고, 축의 종류 및 모양에 관한 계수 C_K 는 중간축에서 1.0, 프로펠러축에서 0.55이다. 부가응력은 선급협회에서 요구하는 것으로 제한하였다.

(4) 크랭크축의 부가응력

계산모델 II에서 크랭크축의 부가응력은 IACS와 엔진 제작사에서 규정한 32 N/mm² 이하가 되도록 제한하였다.

따라서 제약조건과 설계변수의 탐색 범위를 정리하면 다음과 같다.

$$\tau_{crank} \leq 32 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{shaft} \leq \tau_{a \text{ shaft}} \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{propeller} \leq \tau_{a \text{ propeller}} \text{ N/mm}^2$$

$$0.5926 \text{ m} \leq d_s \leq 0.620 \text{ m}$$

$$0.7467 \text{ m} \leq d_p \leq 0.770 \text{ m}$$

4.2.3 최적설계 계산 결과

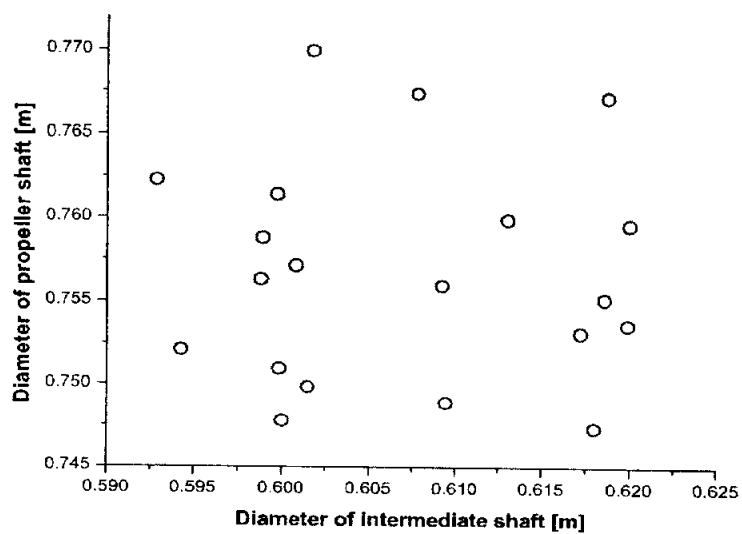
실수코딩 유전알고리즘을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 유전알고리즘에 사용된 변수들은 Table 4.4와 같다.

Table 4.4 Setting of parameters

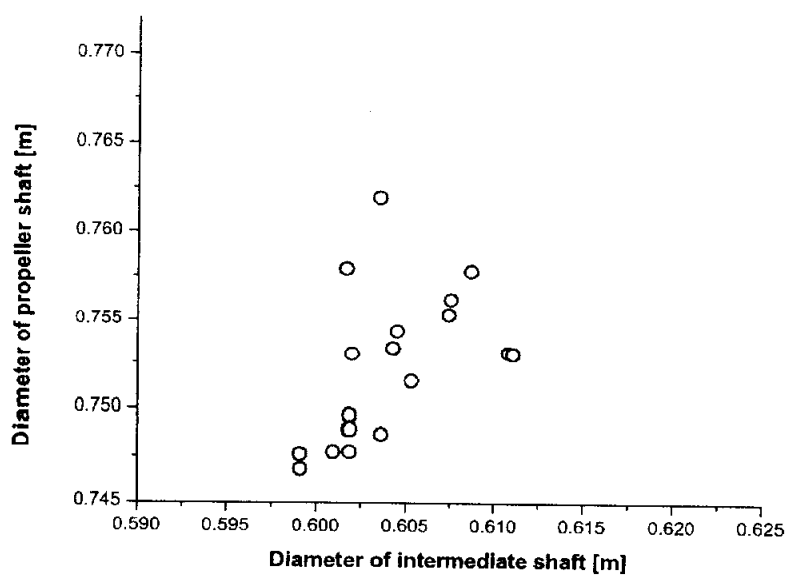
Population size	Generation	reproduction coefficient	Crossover probability	Mutation probability
20	30	1.7	90%	5%

Fig. 4.9는 각 세대별 모집단의 분포도로써 최적화하는 과정을 보여준다. 여기서 모집단 개체들이 최적해에 수렴해가고 있음을 볼 수 있다. 설계변수인 중간축 직경은 598.4 mm에, 프로펠러축 직경은 746.7 mm에 수렴하였다. 이 때 목적함수인 축의 질량은 89330 kg이다.

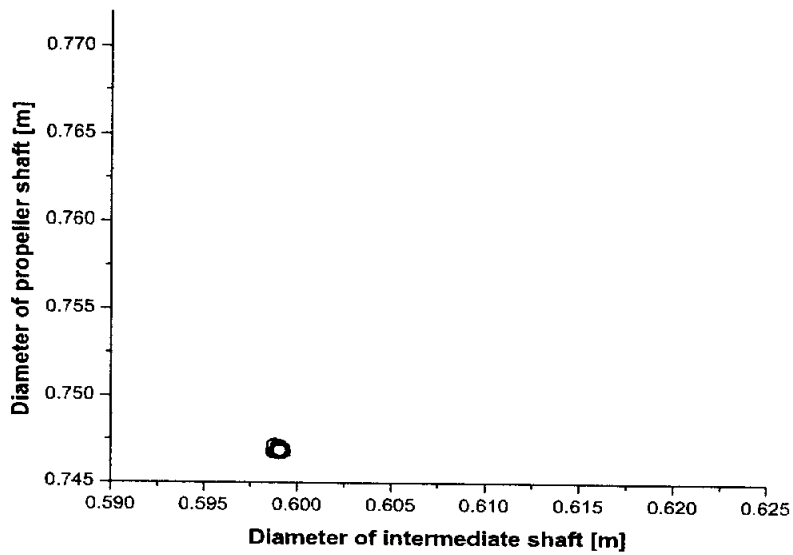
Fig. 4.10에는 각 세대별 제약조건들을 만족시키는 개체 중에서 최소 질량을 가지는 우수개체의 직경 값과 축의 질량 값을 나타내었다.



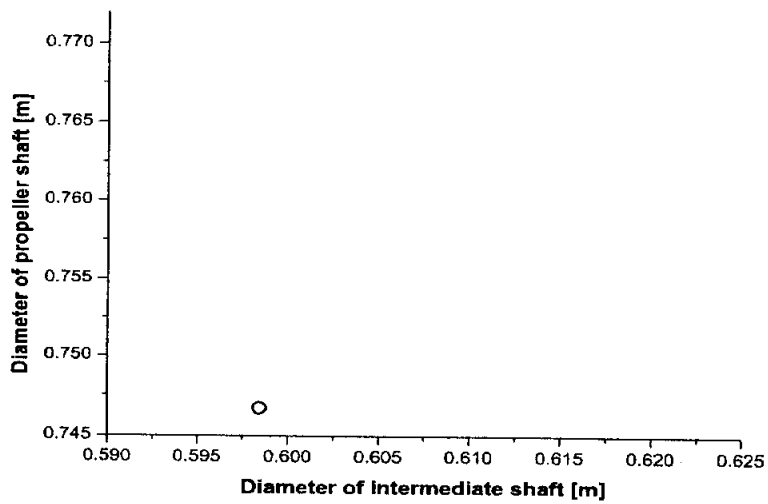
(a) Population in initial generation



(b) Population in 5 generation

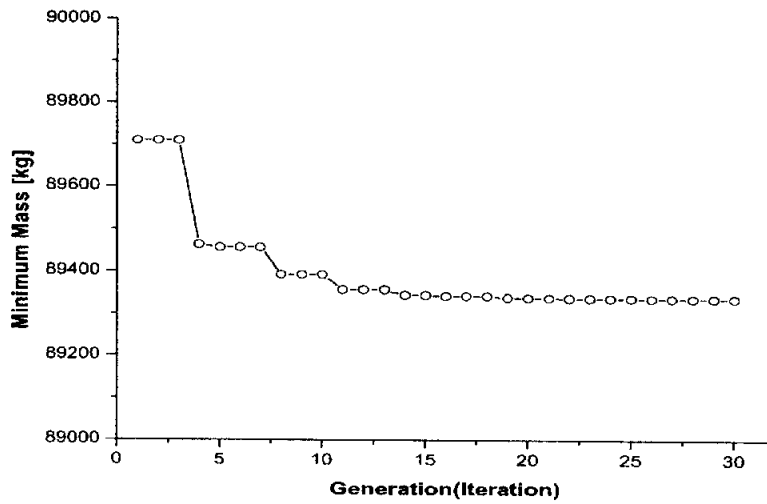


(c) Population in 10 generation

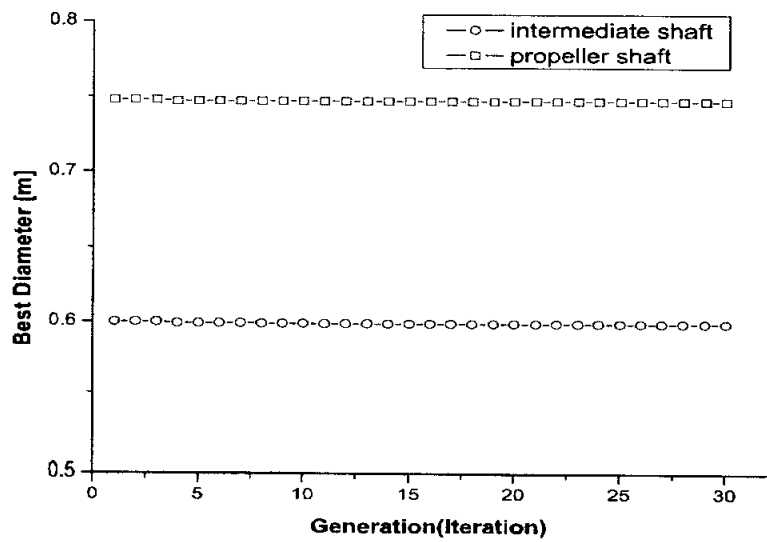


(d) Population in 30 generation

Fig. 4.9 Population as each generation



(a) Minimum mass as each generation



(b) Best design variables as each generation

Fig. 4.10 Minimum mass and best design variables as each generation

4.2.4 고찰

앞 절에서 보여준 최적설계 계산 결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 설계를 각각 수행하여 계산모델Ⅱ의 축의 직경을 계산한 후 최적설계 결과와 비교하였다.

Fig. 4.11은 중간축의 직경이 592 mm ~ 620 mm, 프로펠러 축의 직경이 747 mm ~ 770 mm 일 때 각각의 경우에 대한 목적함수와 벌칙함수의 합인 평가함수를 도식한 그림이다.

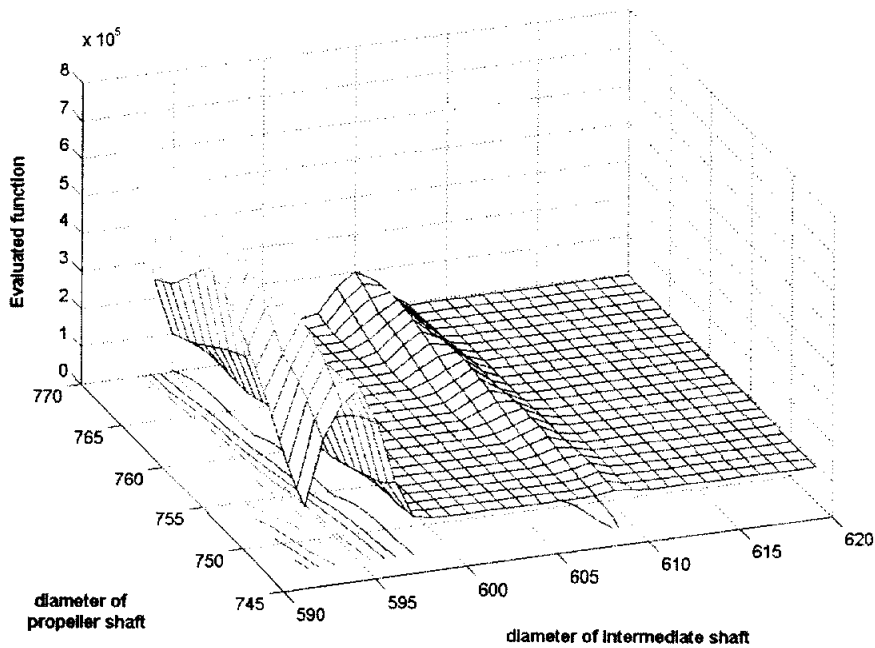


Fig. 4.11 Evaluated function considered penalty

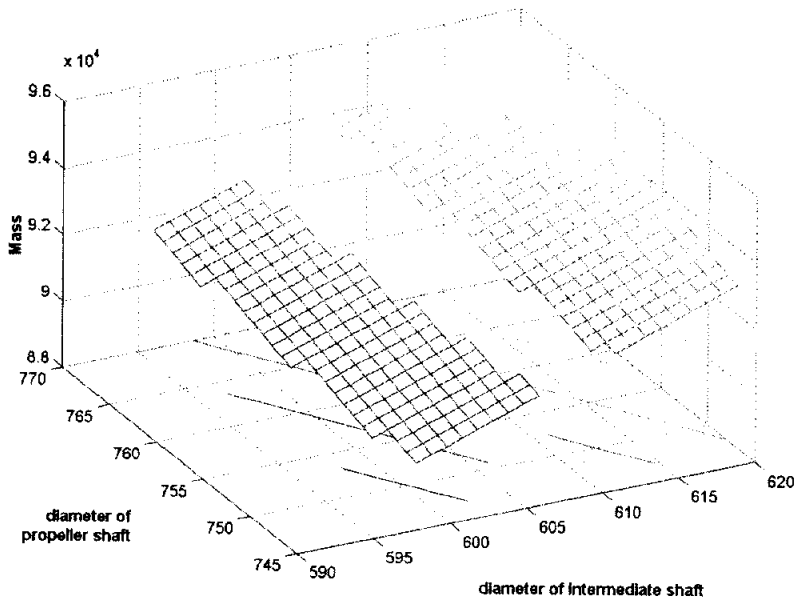
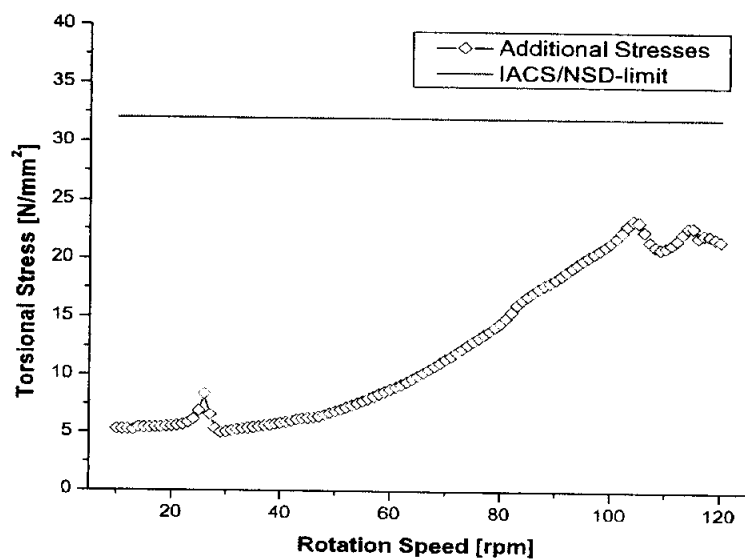


Fig. 4.12 Mass of feasible diameters

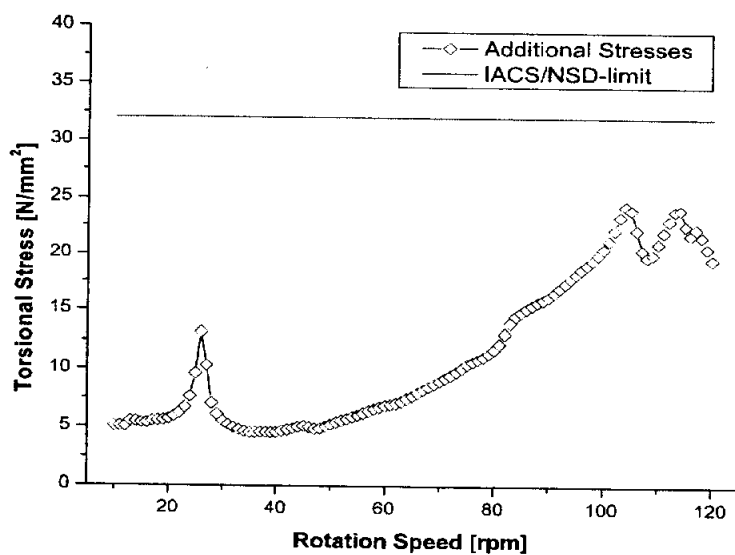
Fig. 4.12는 Fig. 4.11에서 구속조건을 모두 만족시키는 설계변수만을 도식한 그림이다. 그림을 통해 최적해의 위치가 중간축과 프로펠러축의 직경이 599 mm, 747 mm 부근임을 알 수 있었다.

Fig. 4.13은 최적화된 축계의 크랭크축과 중간축 및 프로펠러축에서 발생하는 부가응력을 나타내었다. 선급의 허용 기준에 적합함을 알 수 있었다.

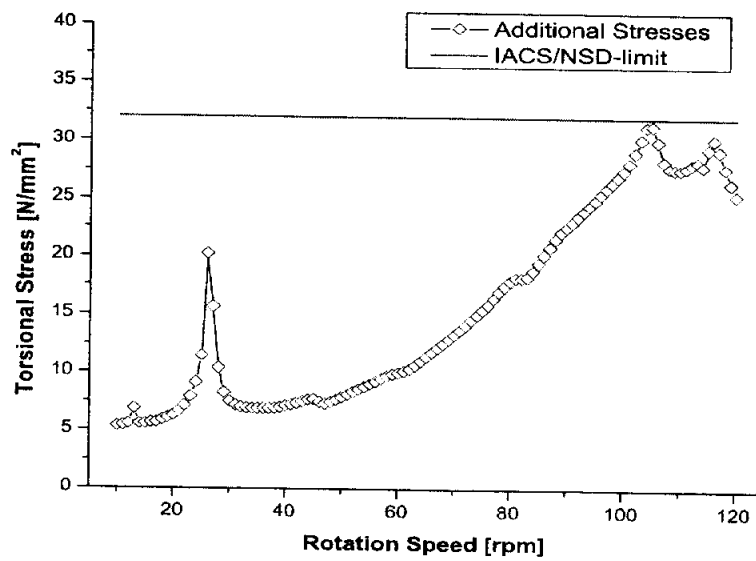
따라서 유전알고리즘을 이용한 비틀림 축계의 최적 설계가 신뢰성 있고 효과적임을 알 수 있었다.



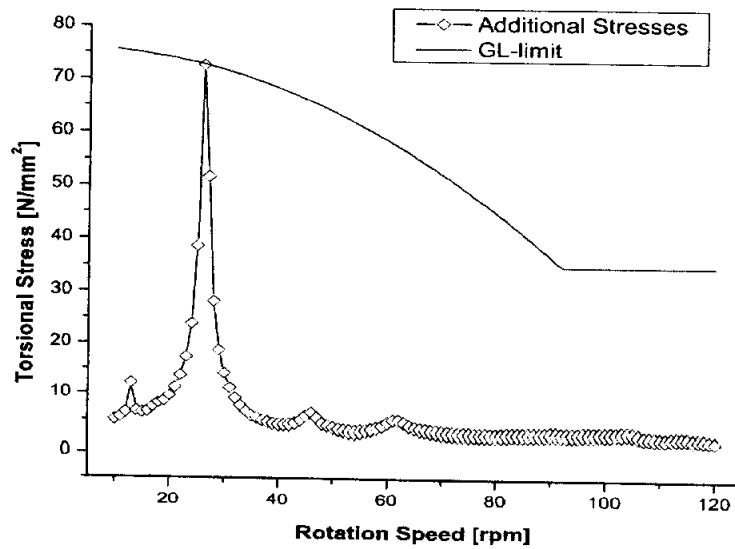
(a) No. 6-7 crank shaft



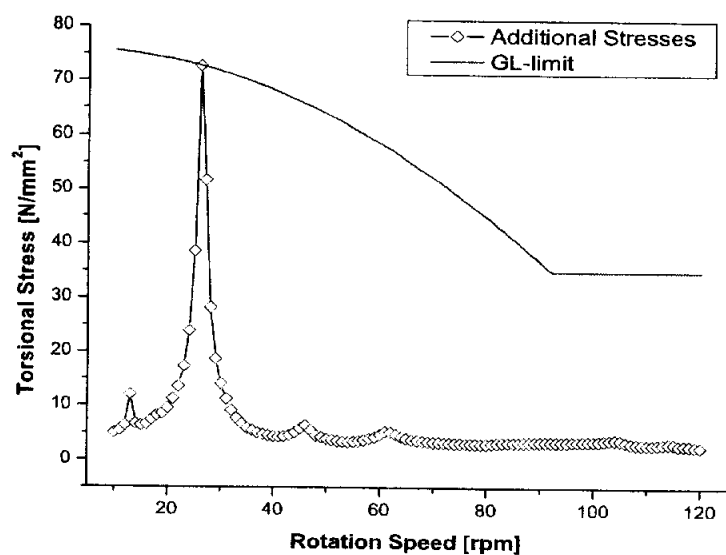
(b) No. 4-5 crank shaft



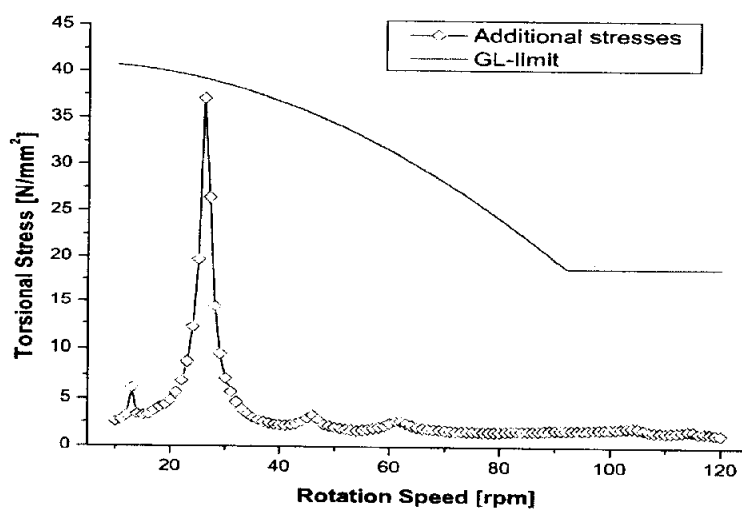
(c) No. 2-3 crank shaft



(d) No. 1 intermediate shaft



(e) No. 2 intermediate shaft



(f) Propeller shaft

Fig. 4.13 Torsional vibration stress

제 5 장 결 론

비틀림 축계의 설계시에 경제성 및 제작의 용이성 등을 고려하여 안정한 범위내에서 축의 질량을 최소화하도록 축의 직경을 설계하는 일은 중요하다.

이 연구에서는 유전알고리즘을 이용하여 비틀림 축계의 설계시에 강도, 강성 및 진동의 측면에서 안정성을 유지함과 동시에 축의 질량을 최소화하도록 축의 직경을 최적설계 하였다. 유전알고리즘을 이용한 최적설계 전산 프로그램을 작성하고 단순 축계와 선박 추진 축계를 대상으로 수치실험을 수행한 후, 기존의 강도설계, 강성설계 및 진동설계를 수행한 결과와 비교 검토하여 이 방법의 신뢰성 및 유용성을 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) Ashok D. Belegundu and Tirupathi R. Chandrupatla, 1999, "Optimization Concepts and Applications in Engineering", Prentice Hall, New Jersey.
- (2) Singiresu S. Rao, 1996, "Engineering Optimization", John Wiley & Sons, New York.
- (3) D. T. Pham and D. Karaboga, 2000, "Intelligent Optimisation Techniques", Springer-Verlag, London, pp. 51~147.
- (4) Mitsuo Gen, Runwei Cheng, 1997, "Genetic Algorithms And Engineering Design", John Wiley & Sons, New York.
- (5) Goldberg, David E, 1989, "Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning", Addison-Wesley, U.S.A..
- (6) 진강규, 2000, "유전알고리즘과 그 응용", 교우사.
- (7) 김여근, 윤복식, 이상복 공저, 2000, "메타 휴리스틱", 영지문화사.
- (8) 최병근, 양보석, 1997, "유전알고리즘을 이용한 회전축계의 진동 최적설계", 한국소음진동공학회지, 제 7권, 제 4호, pp 645~653.
- (9) 강기호, "다목적함수 유전자 알고리즘을 이용한 공작기계 구조물의 최적설계에 관한 연구", 2000, 창원대학교 대학원 석사학위 논문.
- (10) 박종권, 성활경, "유전자 알고리즘을 이용한 트러스/보 구조물의 기하학적 치수 및 토폴로지 최적설계에 관한 연구", 1997, 한국정밀공학회지, 제 14권, 제3호 pp 89~97.
- (11) 백운태, 조백희, 성활경, "유전자 알고리즘을 이용한 트러스 구조물의 최적설계", 한국 CAD/CAM학회 논문집, 제1권, 제 3호, 1996, pp 234~241.
- (12) 정영식, 정석진, "유전자 알고리즘을 이용한 강 뼈대 구조물의 최적설

계”, 한국전산공학회 논문집, 제13권, 제 3호, 2000, pp 337~349.

(13) 박재형, 윤길수, “선박설계에서 유전알고리즘의 적용에 관한 연구”, 대한조선학회 춘계학술대회, 2002, pp 44~47.

(14) 박영조, 1998, “기계설계”, 보성문화사, pp. 186~210.

(15) 박재춘, 정재천, 송지복, 남궁재관 공저, 1992, “신기계설계학”, 청문각, pp. 223~265.

(16) Daniel J. Inman, 1994, “Engineering Vibration”, Prentice Hall, New Jersey.

(17) 한국선급, 1991, “선박진동·소음 제어지침”, pp. 179~195.

(18) 전효중, 1986, “선박동력전달장치”, 태화출판사.

(19) 최명수, 1999, “강성계수의 전달을 이용한 구조물의 진동해석기법”, 부경대학교 대학원 박사학위 논문.

(20) 심재문, 1999, “강성계수의 전달에 의한 축계 비틀림 진동해석”, 부경대학교 산업대학원 공학석사 학위논문.

(21) 최성호, “전달강성계수법을 이용한 동력 전달축계의 비틀림 진동해석”, 2002, 부경대학교 대학원 석사학위 논문.

(22) 김영만, 전효중, 1984, “디젤기관 추진축계 설계를 위한 전산 프로그램 개발에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제 8권, 제 1호, pp 37~48.

감사의 글

논문이 나오기까지 고마운 분들의 도움이 있었습니다. 바쁘신 와중에도 부족한 저를 세심한 지도와 격려를 해주신 문덕홍 교수님께 감사 드립니다. 항상 인자한 얼굴로 격려해주신 안수길 교수님, 학문에 대한 열정과 변함없는 관심을 주신 양주호 교수님, 언제나 편안함을 주신 고성위 교수님, 항상 지대한 관심을 보여주신 김시영 교수님, 한규일 교수님, 고대권 교수님, 김영복 교수님, 장지성 교수님 모두에게 감사드립니다.

대학원 시작부터 논문이 완성되는 동안 세세한 충고와 열정으로 학문의 진로를 인도하고 자세하게 가르쳐 주신 최명수 교수님, 꿈을 잃지 않고 공부에 매진할 수 있도록 자상하게 챙겨주시는 강현석 선배님께 감사드립니다. 대학원 생활하는 동안 항상 힘이 되어준 하용이형, 성진이형, 성호형, 현주형 그리고 여러 연구실 선배님과 후배인 상훈이, 현철이, 대희가 있어 즐겁게 생활 할 수 있었고, 영완이형, 민수, 재윤이, 광국이 여러 대학원 동기들과 선배님, 후배들의 격려로 이렇게 결실을 맺을 수 있었습니다. 그리고 항상 나의 옆에 있어 주었던 친구들 승준이, 일환이, 병노, 동생 재훈이가 있어 뿌듯합니다.

마지막으로 무사히 학업을 마칠 수 있도록 나 자신보다 나를 믿어주시고 물심양면으로 챙겨주신 부모님께 감사드립니다.

2003년 1월 설종구 올림