

소형선박용 Azimuth 추진장치의 Steering Support Flange의 구조적 최적설계 및 동적거동에 관한 연구

Structural Optimum Design and Dynamic Behavior Analysis of Steering Support Flange for Azimuth Thruster

손정대 · 최원호 · 정용길 · 최병근

J. D. Son, W. H. Choi, Y. G. JUNG and B. K. Choi

Key Words : Azimuth thrusters(선회추진기), Propeller(추진기), Small ship(소형선박)

Abstract : Recent, The propeller had high performance according as high performance of small ship. So, We has the development for azimuth thrusters. This Paper has structure improvement of steering support flange in azimuth thrusters. Steering support flange is very important part. because, Steering support flange supports all weight of azimuth thrusters. We has static & dynamic analysis of Steering support flange, and we discover the very safety. So, We has optimum design for the cost reduction. The first method of optimum design, We has the thickness reduce to 30mm from 5mm. Next method of optimum design, We had added stiffener. And we has the structure & dynamic behavior analysis. We had to dynamic behavior analysis. The first, We had to modal analysis. The result of 1st modal analysis is that original model had to 76.48hz and new model had to 200.9hz. The second, We had to harmonic analysis. The result, We gave the thrust power to steering support flange and We had to frequency analysis to 0~500hz. The result, Deflection ration reduce to 16.64.

1. 서 론

최근 관광·레저 산업의 활성화에 힘입어 소형선박의 개발이 활발해 짐에 따라 소형선박용 추진기의 성능과 기능도 다양화 및 고급화 되어 가고 있는 실정이다. 다양한 소형선박용 추진기들 중 Azimuth thruster는 국내에서는 전량수입에 의존하고 있는 추진 장치로서, 일반적으로 선박의 추진 장치는 Steering gear system과 Propeller가 분리 되어 있는 형태지만, Azimuth 추진 장치는 Propeller와 Steering gear system이 Composition되어있는 형태의 추진기 이므로 Azimuth 추진 장치의 구조는 매우 복잡하며, Composition Load가 Steering support flange에 집중이 되어 있다. Steering support flange는 Fig. 2에서와 같이 Main구동축부분의 하중과 Steering Gear system의 하중을 정·동적으로

복합적으로 받으며, 견뎌야 하는 Disk plate이다.

Steering Support Flange는 1차 시제품을 제작한 상태이며, 구조적으로 안전성은 갖지만 Oil-seal & Seawater-seal의 Ass'y 작업과 구동을 할 때에 있어 Deflection이 심하게 일어남으로서 Steering support flange를 Optimum design을 하게 되었다.

또한, 개선을 갖기 위한 초기 Concept design는 Disk plate의 Thickness만을 증가시키는 경우에는 Weight의 과도함을 일으켜 Cost reduce에 문제가 있어 Cost reduce에 관한 Optimum design을 가졌다.

2. Steering 지지 플랜지 모델링

2.1 목적함수

Steering support flange의 Optimum design을 위한 Purpose function는 Table. 1에서 보여주고 있다. Steering support flange의 Max. Von mises stress는 Classification에서 지정되어 있으며, Max. displacement는 Oil-seal & Seawater-seal을 제작하는 Packing업체의 기준에 의해 결정되었다.

접수일 : 2007년 1월 26일, 채택확정 : 2007년 2월 10일
 최병근(책임저자): 경상대학교 기계항공공학부 해양산업연구소
 E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr Tel. 055-640-3186
 손정대, 최원호 : (주)호성 중공업연구소
 정용길 : 경상대학교 기계항공공학부

Dynamic 한 부분에 대해서는 1차적으로 많은 부분에 대해서 검토를 하여야 하지만, 개선을 위한 Concept design의 경우이므로 해석에 의존하여 Natural frequency를 1st mode에서 60Hz이상으로 주어졌으며, 이유는 Azimuth thrusters의 Rotation area 가 7.5Hz에서 30Hz이기에 안전율을 고려하여 30Hz의 3배인 90Hz이상의 Natural frequency를 가지게 된다면, Resonance area를 피할 수 있을 것이라 예상하기 때문이다. 또한, Thrust power를 적용하여 Harmonic analysis을 통해 Deflection ratio를 낮추었다.

결론적으로 제품 생산의 Cost reduce 차원에서 Steering Support Flange의 정적·동적인 Analysis를 통해 기초적인 Optimum design를 하는 것이 최종 목표이다.

Table 1 Purpose function of optimum design

1.	Max. von mises stress(MPa)	> 118
2.	Max. displacement (mm)	> 0.15
3.	1st-mode (Hz)	90 <
4.	mass (kg)	> 210
5.	Cost(₩)	> 168,000

2.2 해석모델

Steering support flange의 기존 형태는 Fig.1에서와 같이 2개의 Disk plate를 겹쳐 놓은 형태이며, 에서 보여주고 있으며, 많은 Bolt Hole이 나있는 것은 모든 Parts들의 Jig역할을 하기 때문이다. 즉 Ver. shaft unit, Casing Box unit, Steering Tube unit가 Bolting으로 체결되어 있다.

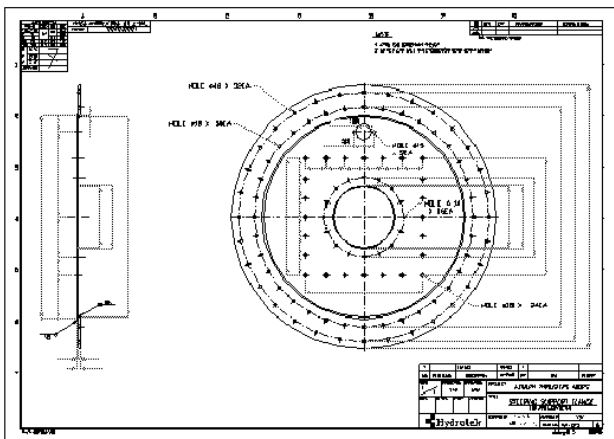


Fig. 1 Base drawing of Steering Support flange

Fig. 2는 Azimuth thrusters의 3D model을 보여주고 있으며, Steering support flange가 각 Unit들의 Jig 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

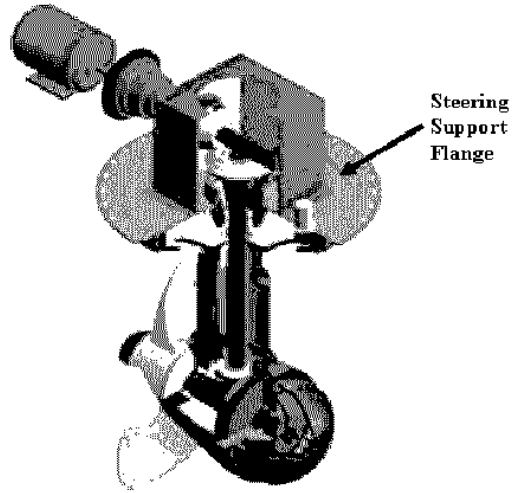


Fig. 2 General arrangement of azimuth thrusters

2.3 경계 및 하중조건

Steering Support Flange의 Boundary condition은 Fig. 3에서 보여주고 있으며, 선체후미의 Bottom part에 32개의 Boating으로 체결되어진다.

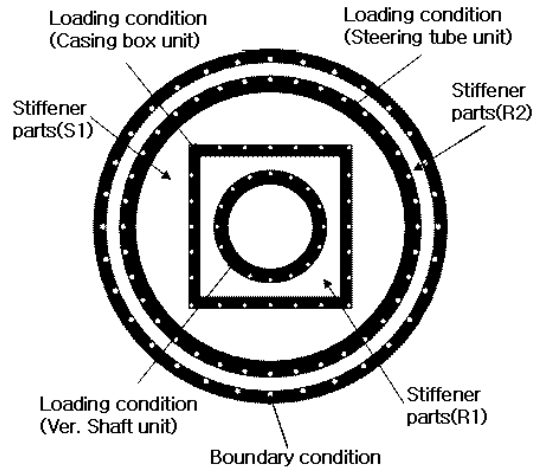


Fig. 3 General arrangement of azimuth thrusters

Steering support flange의 Loading condition은 Fig. 3에서의 Position과 같이 Ver. shaft unit weight, Casing Box unit weight, Steering Tube unit weight와 Vessel의 Thrusters power에 의한 Composition Load가 주어지고 있다. 각 Unit의 weight는 Table 2, 3, 4에 각 Parts별 중량을 보여주고 있으며, 식 (1)에서 (5)는 Thrust Power를 보여주고 있다.

Table 2 Dead weight of Ver. shaft unit

No.	Parts	Weight(kg)
1	1st pinion gear	42
2	Ver. shaft	93
3	2nd main gear	13
4	Bearing housing	82

Table 3 Dead weight of Casing Box unit

No.	Parts	Weight(kg)
1	Casing	235
2	Bearing housing 1	9
3	Bearing housing 2	10
4	Stop Flange	0.5
5	Eng. shaft	42
6	1st main gear	16
7	Air cluth	100

Table 4 Dead weight of Steering tube unit

No.	Parts	Weight(kg)
1	Slewing ring	216
2	Steering tube flange	236
3	Steering tube	124
4	Low nozzle	276
5	Bearing housing	150
6	Oilseal housing	29
7	Cover of bearing housing	34
8	Propeller shaft	91
9	2nd Pinion gear	111
10	Propeller	220
11	Propeller nut	5
12	Propeller cap	21
13	Protective cap	107

Thrust power는 식(1)의 Engine spec.에 의해 구해지는 Breake power와, Propeller의 AU Chart와 Ship base design에 의해 식(2)의 Delivered power와 식(4)의 Power coefficient를 구할 수 있으며, 식(3)의 Ship speed는 Owner의 요구에 의해 주어진다. 따라서 위식들의 조합에 의해 Thrust power를 식(5)에서 산출할 수 있다.

$$BHP = 480PS \quad (1)$$

$$DHP = BHP \times n_E = 456PS \quad (2)$$

$$V_s = 13kt \quad (3)$$

$$B_p = \frac{N}{(V_p)^2} \times \sqrt{\frac{DHP}{V_p}} = 46 \quad (4)$$

$$THP = DHP \times n_p = 274PS \quad (5)$$

3. 최적설계

3.1 두께변화

Optimum design을 하기 위해 Disk plate의 두께를 5mm~30mm 까지 Variation를 가져 보았으며, Optimum design의 Purpose function에 비추어 보았을 경우 Fig.4에서와 보여 주듯이 Strength측면에서는 Thickness가 10mm일 경우에도 Ref. Value 이하로 보여주고 있다.

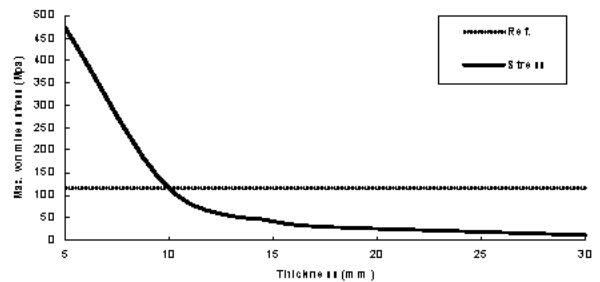


Fig. 4 Max. von mises stress about to thickness variation of disk plate

하지만, Fig. 5에서 보듯이 Deflection측면에서 비추어 보았을 경우 Optimum design의 Purpose function을 만족하기 위해서는 Disk plate의 Thickness가 25mm에서 만족을 하였다. 하지만, Thickness가 25mm일 경우 과도한 중량을 가지게 되므로 원가절감 측면에서는 Stiffener를 설치하는 것이 유리한 것으로 사료 되었다.

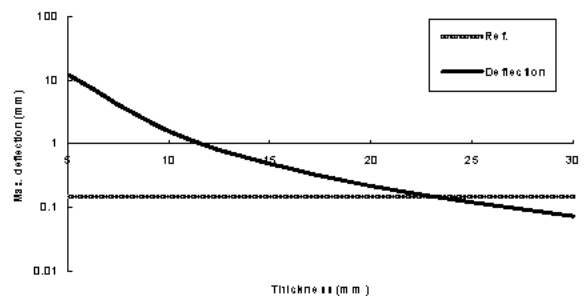


Fig. 5 Max. deflection about to thickness variation of disk plate

3.2 보강재 설치

Steering support flange의 Stiffener를 설치할 수 있는 범위는 Fig. 3에서와 같이 한정 되어 있다. 또한 Steering support flange의 주위에 많은 부품들이 붙여지기 때문에 Angle, Channel, Beam과 같은 Stiffener는 부착이 불가능 하며, 오직 Flat bar만 사용이 가능 하다 또한 Flat Bar의 경우도 기하학 적인 Arrangement에 의해 R1의 경우만 Flat bar의 Width가 200mm까지 가능 하며, R2와 S1의 경우는 100mm이하의 Width만이 Installation이 가능하다. 여기서, Stiffener의 Position을 어떤 방법으로도 활용하기가 힘들기에 최대로 Area를 활용하기로 하였다. Flat bar의 Thickness의 경우 모두 19mm로 하였으며, R1의 경우 Width를 200mm, R2, S1의 경우에는 100mm로 initial setting 하였다.

Table 5 Max. von mises stress & Max. deflection about to Stiffener installation

Case	Max. von mises stress(MPa)	Max. deflection(mm)
R1	71.6	0.6463
R2	50.64	1.074
S1	104.3	0.334
R1+R2	27.29	0.3929
R1+S1	98.98	0.2557
R2+S1	30.06	0.2577
R1+R2+S1	29.62	0.1021

Table 5의 경우는 Steering support flange에 각 Stiffener별로 Installation하였을 경우의 결과 값들을 보여 주고 있는데, Purpose function에 비추어 보았을 경우, Max. von mises stress의 경우는 모두 만족를 보이지만, Max. deflection의 경우 R1+R2+S1을 모두 Installation 하였을 경우만 만족을 하였다. 하지만, Strength와 Deflection에서는 만족을 하였지만, 원가절감의 최종목적에는 실패를 하였기에, Strength와 Deflection을 Purpose function에 만족을 하면서, 최소의 Weight를 찾기 위해서 Stiffener의 Thickness와 Width를 줄여보았다.

3.2.1 보강재 두께변화

Stiffener의 Thickness는 6mm, 12mm, 19mm로 변경하여 가며, 총 27개의 Model을 해석 하여 보았다. 그 결과 Fig. 6에서와 같이 Max. von mises

stress의 경우에는 전체적으로 Purpose function에 만족을 하였으나, Fig. 7에서의 Max. deflection의 경우에는 8개 Model만이 만족을 보였다.

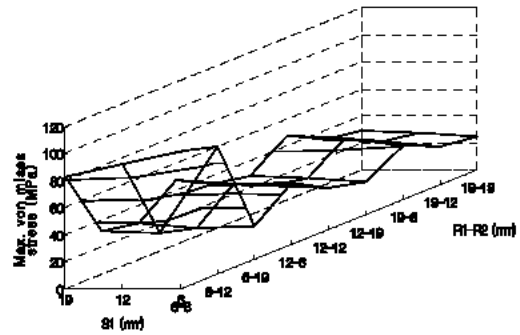


Fig. 6 Max. von mises stress about to thickness variation of stiffener

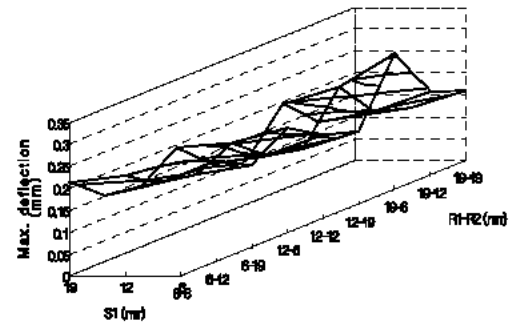


Fig. 7 Max. deflection about to thickness variation of stiffener

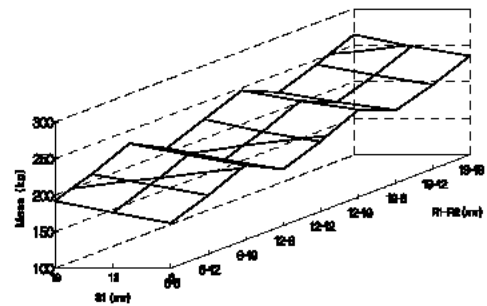


Fig. 8 Mass about to thickness variation of disk plate

Fig. 8에서는 Mass을 보여주고 있으면, Purpose function에 13개 Model이 만족하고 있음을 알 수 있다.

3.2.2 보강재 폭변화

Stiffener의 Width은 R1의 경우 50mm, 100mm, 200mm로 Variation시켰으며, R2, S1의 경우에는 75mm, 90mm, 100mm로 Variation 시켜보았다.

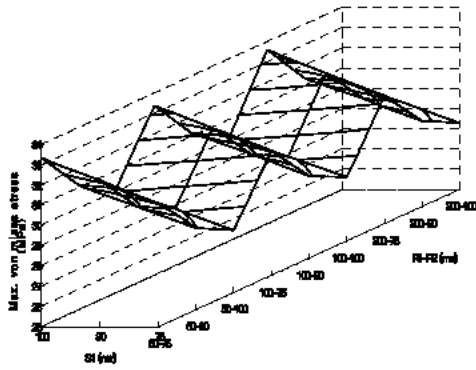


Fig. 9 Max. von mises stress about to width variation of stiffener

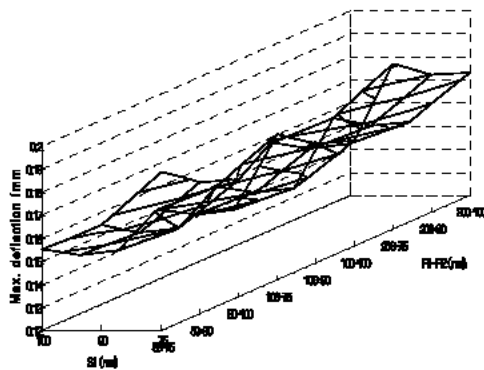


Fig. 10 Max. deflection about to width variation of stiffener

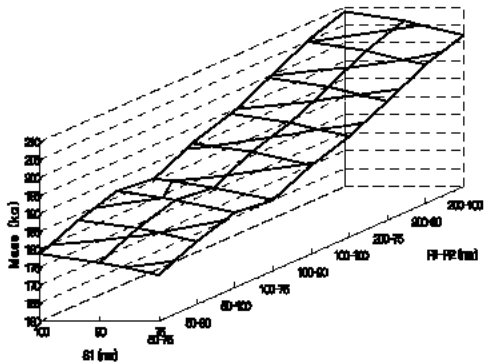


Fig. 11 Mass about to thickness variation of stiffener

Fig. 9의 경우 각 Stiffener의 Max. von mises stress를 보여 주고 있으며, Purpose function에 모든 Condiation에서 만족하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10에서는 Max. deflection value를 보여 주고 있으며, 총 7개의 Model만이 Purpose function에 만족 하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11에서는 Mass을 나타내어 주고 있으면,

Purpose function에 모두 만족하고 있음을 알 수 있다.

3.3 Steering 지지 플랜지 동적거동

Steering support flange의 Dynamic behavior의 가진 요소는 Engine, Hydro. pump, Spiral bevel gear등이 있을 것이다. 우선, Dynamic behavior에 대해서는 많은 진동실험 및 계측이 필요 하겠지만, 실험 및 계측에 앞서 Modal analysis 및 Harmonic analysis을 수행하였다. Analysis model은 초기 설계된 Original model과 Re-design된 New model을 비교 하였다.

3.3.1 모드해석

Modal analysis의 경우 4차 mode까지 Analysis을 수행하였다. 그 결과 Fig. 12에서와 같이 New model의 경우 Original model에 비해 1차 mode Frequency value이 About. 124Hz 증가하였음을 알 수 있다. 또한, Fig. 13에서는 Deflection ratio는 1차 mode에서는 1.94 감소함을 알 수 있다.

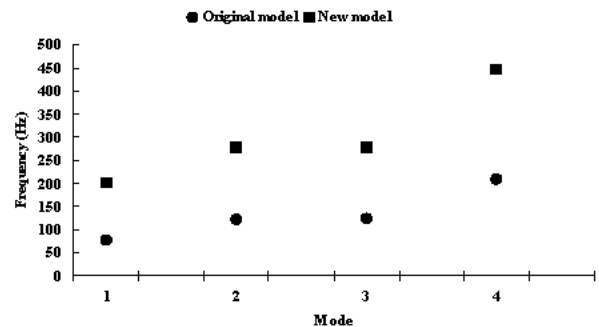


Fig. 12 Frequency comparison for each mode

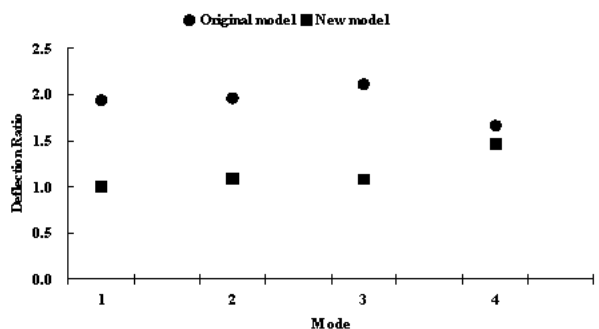


Fig. 13 Deflection ratio comparison for each mode

3.3.2 조화해석

본문 2.3. Boundary & Loading condition에서 구해진 Thrust power를 적용하여 Fig. 14에서와 같이

Original model의 경우에는 74.21Hz에서 New model의 경우에는 196.1Hz에서 Modal Analysis의 1차 Mode부근인 것을 알 수 있다. Thrust power의 경우 Deflection ratio은 16.64인 것을 알 수 있다.

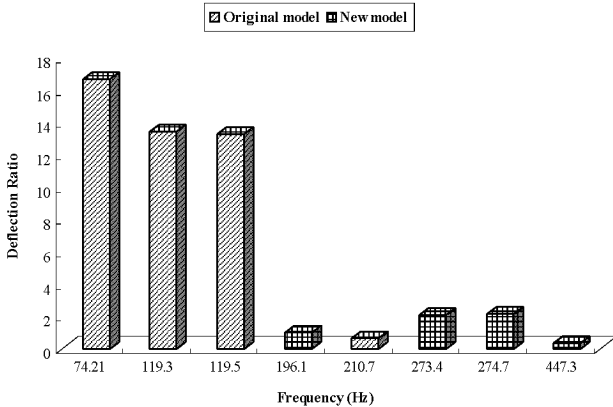


Fig. 14 Deflection ratio for each frequency

4. 결 론

논문에서는 소형선박용 Azimuth 추진 장치의 부품 중에 Steering support flange에 대하여 Optimum design을 가졌다. Fig. 15의 경우는 Original model의 Bottom part를 보여 주고 있으며, Fig. 16의 경우 New model의 Bottom part를 보여 주고 있다. 여기서 우리는 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

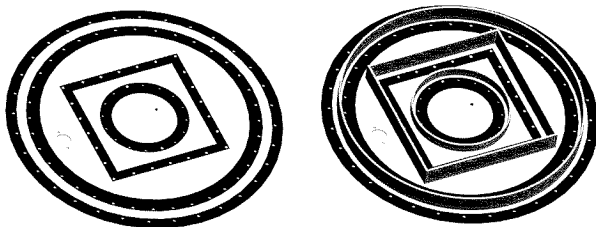


Fig. 16 Original model Fig. 16 New model

1) Steering support flange의 Disk plate의 Thickness만을 증가 시키게 된다면, 25mm에서 Max. von mises stress & Max. deflection value에 만 만족을 한다.

2) Steering support flange의 Stiffener installation를 할 수 있는 Area는 3Parts이며, 3Parts 모두 Stiffener를 Installation 하여야 Max. von mises stress & Max. deflection value에만 만족을 한다.

3) Steering support flange 3개의 Stiffener의 Thickness의 두께는 모두 12mm일 경우 Purpose function value에 만족한다.

4) Steering support flange의 3부분의 Stiffener Width는 R1의 경우는 50mm, R2의 경우는 90mm, S1의 경우에는 100mm 일 경우가 최적의 두께는 모두 12mm일 경우 Purpose function value에 만족한다.

5) Steering support flange의 Natural frequency의 경우 기존 제품의 경우에는 1st mode에서 76.48Hz, Optimum design에 의한 Natural frequency는 1st-mode에서 200.9Hz이므로 Engine 요소에서만 보게 된다면, New model의 경우에는 Resonance area를 벗어남을 알 수 있다.

6) Steering support flange의 Dynamic behavior에 의한 1차 mode Deflection ratio는 Modal analysis의 경우에는 1.94, Thrust power가 가해졌을 경우 16.64가 감소되었다.

후 기

이 논문은 2007년도 2단계 BK21과 지방대학 혁신역량 강화산업(NURI)에 의하여 지원 되었습니다.

참고문헌

1. J. Clarkson, 1957, "The Design for Minimum Weight of Simply Supported Simple Grillages to Withstand a Single Concentrated Load", Trans, NECIES Vol.73.
2. Logan Daryl L, 1993, "A First Course in The Finite Element Method", PWS publishing Company.
3. H. B Harrison, 1980, "Structure Analysis and Design", Pergamon Press.