

동특성 개선을 위한 제트직기 구조물의 유한요소모델 개발

A Development of Finite Element Model on Jet Loom Structures for the Improvement of Dynamic Characteristics

전두환* · 권상석**

Du Hwan Chun* , Sang Seuk Kweon**

Key Words : Finite element method(유한요소법), Natural frequency(고유진동수), Dynamic characteristic(동특성), Jet loom(제트직기)

ABSTRACT

Since many reciprocating and rotating components are attached to jet loom structure, it is exposed to a more vibration and noise problems than the other textile machinery. Thus the design of the jet loom frame is very important to characterize the dynamic response. In this study, a finite element model of jet loom main frame was developed to investigate the dynamic characteristics of jet loom.

Two different finite element models of different main frames were constructed and these models were validated by the experimental results. Dynamic characteristics such natural frequencies and mode shapes were in good agreement between the finite element analysis and experimental results within 10% error range. It is expected that the result from this study can be used as the basic information of jet loom dynamic analysis and be extended for further analysis of forced response case.

1. 서론

최근 섬유기계의 전반적인 개발 추세는 국제 경쟁력 확보를 위한 노력에 의해 고속화, 정밀화 되어가고 있으며 생산량의 증대보다 공정 및 작업환경 개선을 통한 섬유기계의 고품질화를 추구하는 방향으로 진행되고 있다. 진동 및 소음의 감소는 섬유기계의 고품질화를 위한 개선 작업의 중요한 부분으로써 고부가가치 기계를 생산하기 위해서는 가장 중요한 부분이라 할 수 있다.

고속으로 왕복 및 회전운동을 하는 섬유기계의 특성상 기계의 고속화는 진동 및 소음과 직접적인 관련이 있으며 제직 분야의 대표적인 섬유기계라 할 수 있는 제트직기의 경우 많은 부분이 회전과 왕복장치를 포함하고 있기 때문에 다른 섬유기계보다도 더 많은 진동 및 소음문제에 노출되어 있다. 또한 개구운동(shedding motion) 및 바디침(beat-up motion)과 같은 복합적인 가진력(excitation force)이 작용하고 있기 때문에 동역학적 해석상 어려움이 있다. 그러나 지금까지의 제트직기에 대한 연구는 단순히 하중 및 응력 관계만을 고려한 정적문제(static problem)에 치중하다 보니 고품질화의 핵심인 진동 및 소음 저감에 대한 체계적인 연구는 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다[1].

제트직기의 구조물은 크게 기본골격인 메인프

* 영남대학교 섬유패션학부

E-mail : dhchun@yu.ac.kr

Tel : (053) 810-1112, Fax : (053) 811-2735

** 영남대학교 섬유공학과 대학원

레이프(main frame)과 제직에 필요한 운동을 수행하는 구동부로 나눌 수 있다. 메인프레임은 직기 전체를 지지하는 중요한 부분으로서 직기의 동역학적 특성에 큰 영향을 미친다. 이런 이유로 제트직기의 동역학적 특성을 규명하기 위해서는 우선적으로 메인프레임의 특성을 파악하기 위한 모델을 수립하여야 하고, 그 다음으로 직기 전체의 특성을 파악하여야 한다[2].

따라서, 본 연구에서는 제트직기의 구조물에 대한 동역학적 특성 규명의 일환으로 제트직기 메인프레임에 대한 이론적 모델을 수립하고, 모델링의 타당성을 실험적 방법을 통하여 검증하고자 한다. 또한, 이러한 모델링을 바탕으로 향후 개선된 모델의 개발을 위한 CAE tool로의 활용방안도 검토하고자 한다.

2. 모델링 및 해석

2.1 직기구조물의 메인프레임

제트직기에서 메인프레임은 직기 전체에서 상당 부분을 차지하는 부품이며, 제트직기의 골격이라고 할 수 있는 구조물이므로 직기 전체의 동역학적 특성을 결정지을 수 있는 구조물이라 할 수 있다. 본 연구에서 고려한 제트직기의 메인프레임은 Fig. 1의 (a)와 (b)에 나타난 것과 같은 두 개의 서로 다른 형태를 가진 A 모델과 B 모델을 선정하였고, 이 모델들에 대한 해석을 수행하였다. 수행된 해석방법은 A와 B 모델에 대한 유한요소(finite element) 모델을 구축하고 구축된 모델의 검증을 위하여 실험적인 모드해석(modal analysis)을 수행하였다.

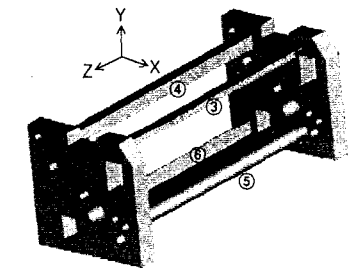
메인프레임의 기본적인 형태는 구조적으로 직기 전체를 지지하고 있는 양단의 측면 지지부(①, ②)와 지지부를 연결하는 네 개의 보(beam, ③, ④, ⑤, ⑥)로 이루어져 있다. A 모델에 비해 B 모델은 양단 지지부의 크기가 다소 크며, 연결된 보의 형태는 A, B 모델간에 다소 차이가 있다. 특히, 보의 단면적 형상이 다르기 때문에 보의 강성차이로 인해 A, B 모델의 동특성이 어느 정도 차이가 있을 것으로 판단된다.

대부분의 진동문제들은 공진(resonance)현상과

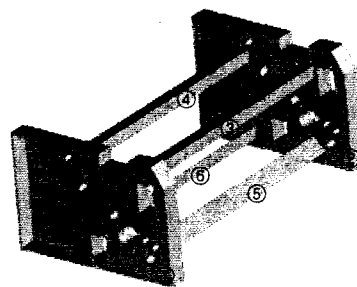
관련되어 있다. 즉, 구조물에 가해지는 가진주파수(excitation frequency)와 구조물의 동역학적 특성인 고유진동수(natural frequency)가 비슷하면 비록 작은 외력이 가해진다 할지라도 큰 진동이 발생된다. 따라서, 본 연구에서는 구조물의 동역학적인 특성 중에서 고유진동수와 이 고유진동수에 대응되는 고유모드(natural mode)를 파악하는데 초점을 맞추고자 한다[3].

2.2 유한요소모델

직기 메인프레임의 유한요소 모델을 구성하기 위해 요소 당 4개의 절점을 가지며 한 절점 당 6 자유도를 가진 셸(shell) 요소를 사용하였다. 이러한 셸 요소를 사용한 이유는 메인프레임이 대부분 격판으로 구성되어 있고, 발생 가능한 운동이 평면에만 국한되어 있지 않기 때문이다.



(a) Model A



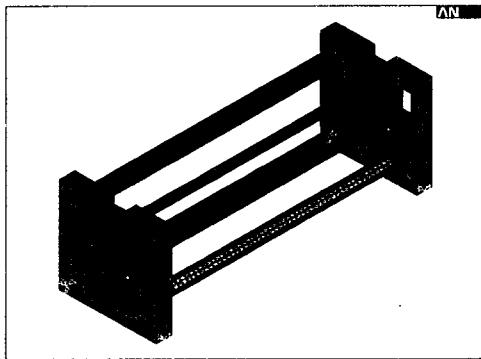
(b) Model B

- ①, ② : +Z, -Z direction side support
- ③, ④ : front, back upper beam
- ⑤, ⑥ : front, back lower beam

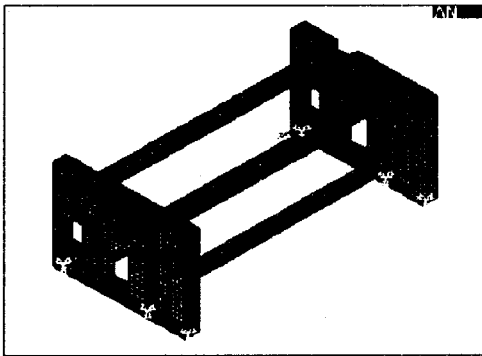
Fig 1. Main frame of jet loom

유한요소해석은 상용해석프로그램인 ANSYS 5.5를 사용하였으며, 직기 메인프레임의 실제 형상을 토대로 간략화하여 모델링 하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 탄성계수(modulus of elasticity), 밀도(density), 포와송비(Poisson's ratio)가 사용되었다.

Fig. 2의 (a), (b)는 A 모델과 B 모델의 유한요소 모델을 나타낸다. 유한요소모델의 경계조건(boundary condition)은 실제 직기의 측면 지지부 하단의 전면과 후면의 가장자리가 고정되어 있기 때문에 동일한 위치에 생성된 4개의 절점에 병진변위(translational displacement)를 고정시키는 경계조건을 사용하였다[4~7].



(a) F. E. Model A

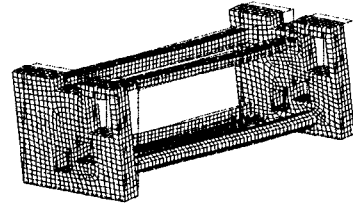


(b) F. E. Model B

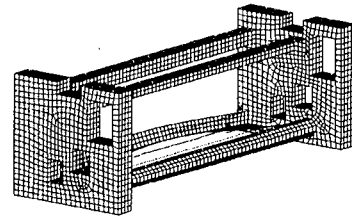
Fig. 2 F.E. model of main frame

구축된 유한요소 모델을 토대로 동역학적 특성인 고유진동수와 고유모드를 파악하였으며 그 결과를 Table 1에 정리하였다. A 모델의 경우 1차 고유진동수에 대응되는 1차 고유모드는 Fig.

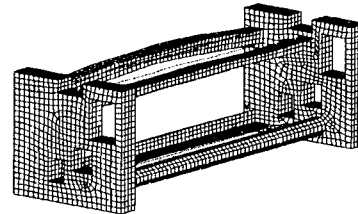
3(a)와 같이 양쪽 지지부(①, ②)가 좌·우로 흔들리는 전단모드 형태를 가지며 2차와 3차 고유모드는 지지부를 고정하는 ⑥, ④번 보가 굽혀지는 굽힘모드 형상으로 각각 나타남을 알 수 있었다.



(a) 1st mode shape



(b) 2nd mode shape



(c) 3rd mode shape

Fig. 3 Natural modes of model A

Table 1. Natural frequencies and natural modes of F.E. models

	Model A		Model B	
	Natural Frequency	Mode Shape	Natural Frequency	Mode Shape
1st	25.6Hz	①,② frame bending	21.5Hz	①,② frame bending
2nd	48.3Hz	⑥ beam bending	52.5Hz	⑥ beam bending
3rd	51.6Hz	④ beam bending	56.2Hz	⑤ beam bending

그러나, B 모델의 경우 1차 고유모드는 A 모델과 동일하지만, 2차와 3차 고유모드는 ⑥, ⑤번 보가 차례로 급혀지는 형상으로 나타났다.

A와 B 모델의 2차, 3차 모드형상이 다른 이유를 고찰하기 위하여 각 모델에 대해 보의 국부적인 1차 고유진동수(local fundamental natural frequency)를 파악하였다. 경계조건은 양쪽 끝단의 자유도를 모두 고정시켰고, 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 A 모델의 보에서 1차 고유진동수가 가장 낮은 보는 ⑥번이고, 그 다음으로 ③, ④번 보가 동일하게 나타났다. 이 결과는 Fig. 3에서 A 모델의 2차 모드가 ⑥번 보에서 나타나는 것과 일치하는 결과이지만 ③, ④번 보의 고유진동수가 동일함에도 불구하고 Fig. 3에서 ④번 보가 3차 모드로 발생하는 이유는 전체 모델에서 ④번 보가 양쪽 지지부와의 체결위치 때문에 ③번 보보다 경계조건이 더 유연하기 때문이다. B 모델의 보에서 1차 고유진동수가 가장 낮은 보는 ⑥번, ⑤번 순으로 나타나며 이것은 전체 모델에서 2차 모드가 ⑥번, 3차 모드가 ⑤번 순으로 나타나는 것과 일치하는 결과를 보이고 있다.

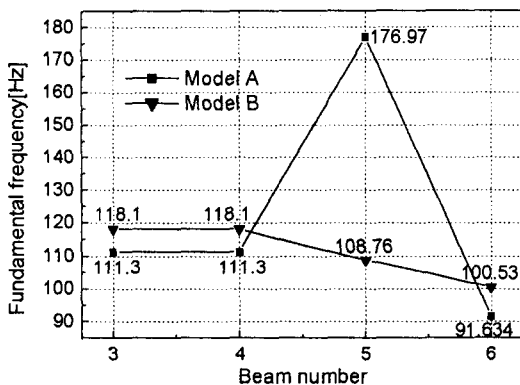


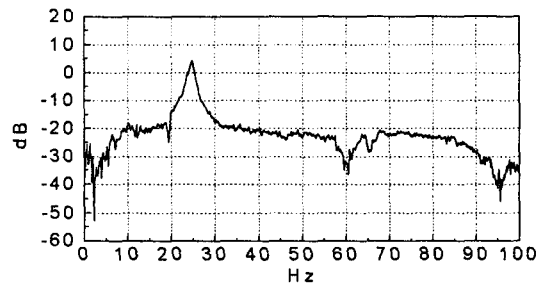
Fig. 4 Fundamental natural frequencies of beams

본 연구에서 구축한 유한요소모델을 검증하기 위해 실제 직기 메인프레임을 대상으로 충격실험(impact testing)을 수행하였다. 각 실험항목에 대한 주파수응답 함수는 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었으며 고유진동수로 판단되는 주파수를 Table 2에 정리하였다[8].

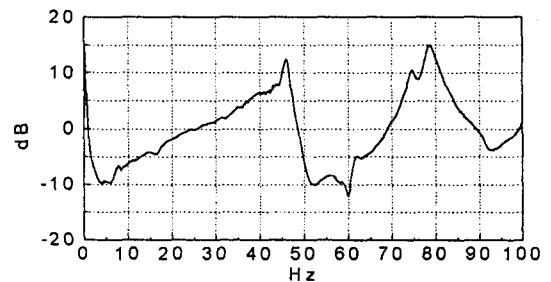
실험에 의한 결과와 유한요소 모델의 해석 결

과를 비교하여 Table 3에 나타내었다. A 모델의 경우 충격실험과 유한요소 모델의 고유진동수를 비교해 보면 3.5~7.0%의 오차를 나타내고, B 모델의 경우 2.6~7.2% 정도의 오차를 나타내고 있다. 이러한 오차는 모델의 간략화와 실제 경계조건을 정확히 표현하지 못함으로 인해 발생하는 것으로 판단된다. 그러나 오차가 10% 미만의 비교적 작은 오차를 나타내므로 본 연구에서 구축한 유한요소모델은 타당하다고 할 수 있다.

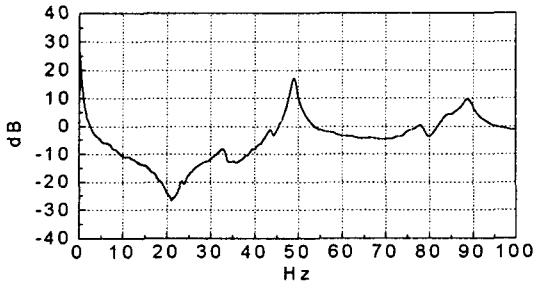
충격실험 결과 1차 고유진동수는 A 모델의 경우 24.7Hz(Fig. 5(a)), B 모델의 경우는 20.0Hz(Fig. 6(a))이다. B 모델이 A 모델보다 1차 고유진동수가 낮은 이유는 B 모델의 측면 지지부(①, ②) 크기가 다소 커서 강성효과보다 질량효과가 더 많이 포함되어 있기 때문이다. 2차 고유진동수의 경우는 B 모델이 다소 높게 발생됨을 알 수 있는데 이는 Fig. 3에서와 같이 B 모델 ⑥번 보의 강성이 A 모델 ⑥번 보의 강성보다 더 높기 때문이다. 그러나 3차 고유진동수의 경우 B 모델 ⑤번 보의 강성이 A 모델의 ④번 보의 강성보다 낮음에도 불구하고 실험적으로 더 높게 나타나는 이유는 지지부 고정점과의 체결위치로 인하여 경계조건의 강성이 더 높기 때문으로 판단된다.



(a) FRF of side support(①, ②)

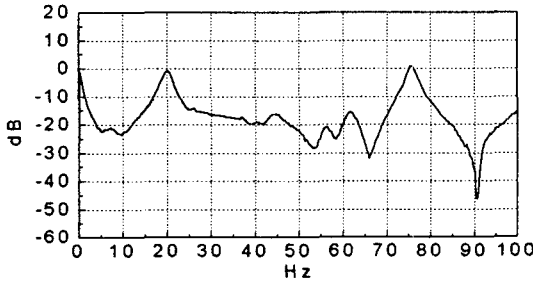


(b) FRF of back lower beam(⑥)

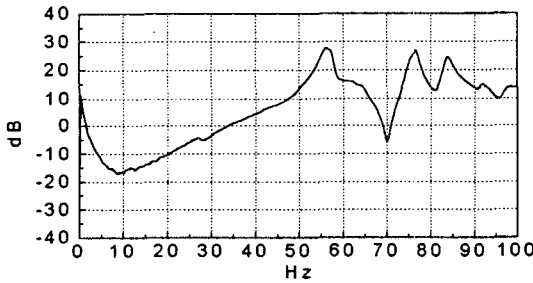


(c) FRF of back upper beam(㉔)

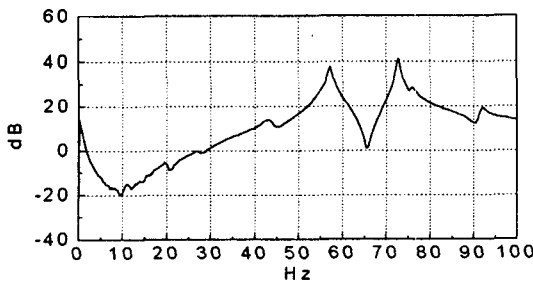
Fig 5. FRF of main frame (Model A)



(a) FRF of side support(㉑, ㉒)



(b) FRF of back lower beam(㉖)



(c) FRF of front lower beam(㉓)

Fig 6. FRF of main frame (Model B)

Table 2. Experimental results

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
model A(Hz)	24.7	46.1	48.0
model B(Hz)	20.0	56.3	57.3

Table 3 Comparison of F.E model and experimental results

Model	Mode	1st mode	2nd mode	3rd mode
	Experiment(Hz)		24.7	46.1
Model A	F.E.Model (Hz)	25.6	48.3	51.6
	Error (%)	3.5	4.5	7.0
Model B	Experiment(Hz)	20.0	56.3	57.3
	F.E.Model (Hz)	21.5	52.5	56.2
	Error (%)	7.0	7.2	2.0

3. 결론

본 연구는 제트 분야의 대표적인 섬유기계라고 할 수 있는 제트직기의 동특성을 규명하기 위한 일환으로 제트직기 메인프레임에 대한 모델링을 수행하였다. 이론적인 방법으로는 유한요소법을 이용한 유한요소 모델을 개발하였으며 이를 검증하기 위하여 실험적인 모드해석을 수행하였다. 그 결과 메인프레임의 기본적인 동특성이 거의 일치함을 확인할 수 있었고, 본 연구에서 구축한 유한요소 모델이 타당함을 입증하였다.

제트직기의 메인프레임에 대한 모델 구축은 추후에 진행 될 제트직기 전체의 동역학적 해석에 기초 자료가 되는 물론이고 운전 중 진동 및 소음을 예측하거나 구조물 최적화 해석에 많은 도움을 줄 것으로 판단된다.

국산 제트직기가 선진국의 제트직기와 경쟁을 하기 위해서는 질적인 면에서 많은 연구를 수행하여야 함에도 불구하고 양적인 생산에만 치중하다 보니 고품질의 직기를 개발하는 데 다소 미흡한 점이 많았다. 앞으로 세계시장에서 경쟁력을 키우기 위해서는 고품질·고부가가치의 제트직기를 생산하는데 더 많은 노력을 기울여야 할 것이다.

후 기

본 연구는 영남대학교 지역협력연구센터 연구비 지원에 의한 결과로 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 신재균 등, 1997, "레피어 직기의 위입구동부에 대한 기구학적 고찰", 한국섬유공학회지, 제34권 제11호, pp.801~808
- (2) 김찬목 등, 1998, "승용차 스티어링 칼럼 시스템의 진동해석에 관한 연구", 한국소음진동학회지, 제8권 제3호, pp.494~503
- (3) 유흥주 등, 1998, "항공기 지상 진동시험 및 동특성 모델의 개선", 한국소음진동공학회지, 제 8권 제4호, pp.690~699
- (4) ANSYS User Manual, 1998, Theory Reference Vol IV., ANSYS Inc.
- (5) 한국과학기술원, 1992, Modal Analysis : Theory, Measurements and Applications, 한국과학기술원 음향 및 진동제어 연구센터
- (6) Victor Wowk, 1991, Machinery Vibration Measurement and Analysis, McGraw-Hill, Inc.
- (7) William T. Thomson and Marie Dillon Da-hleh, 1998, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall International Inc.
- (8) N.Johan Wismer and H.Konstantin-Hansen, 1997, The Application note for Vibration & Modal Analysis, Spectris Korea Ltd.