



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

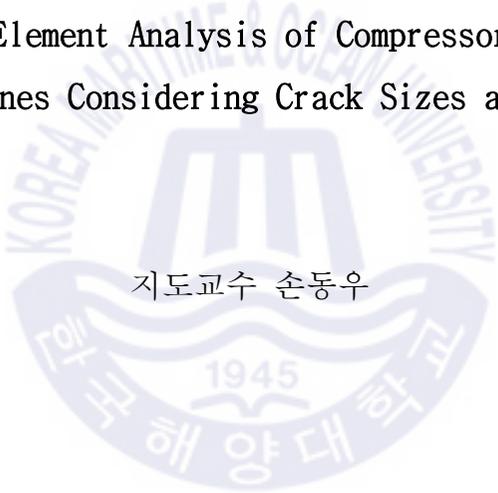
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

균열 크기 및 위치를 고려한
가스터빈 압축기 블레이드의 유한요소해석

Finite Element Analysis of Compressor Blades
of Gas Turbines Considering Crack Sizes and Locations



지도교수 손동우

2020년 2월

한국해양대학교 대학원

기계공학과

김윤호

본 논문을 김윤호의 공학석사 학위논문으로
인준함.



위원장 조종래 (인)

위원 고정혁 (인)

위원 손동우 (인)

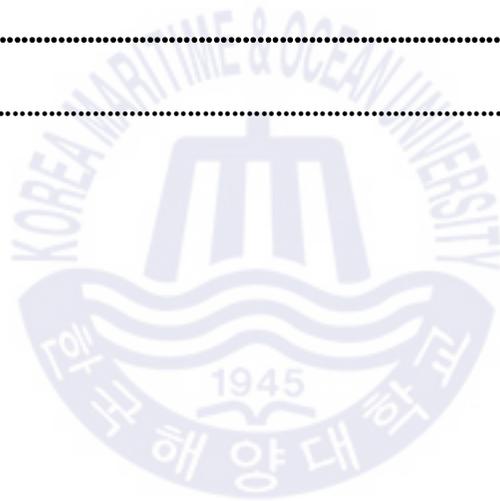
2020년 1월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	iii
List of Figures	iv
Abstract (KOREAN)	vi
Abstract (ENGLISH)	viii
1. 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적 및 내용	3
2. 해석모델의 구성	4
2.1 압축기 블레이드의 형상정보	4
2.2 압축기 블레이드 해석 경계 조건	7
2.3 블레이드 균열의 정의 및 길이 분류	11
3. 압축기 블레이드의 유한요소 해석	13
3.1 압축기 블레이드의 구조해석	14
3.1.1 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 구조해석	14

3.1.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 구조해석	15
3.1.3 블레이드 팁 절점 변위 분석	23
3.2 압축기 블레이드의 모드해석	27
3.2.1 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 모드해석	27
3.2.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 진동해석	31
4. 결 론	42
참고문헌	45



List of Tables

Table 1 Material properties of GTD450 and IN706	6
Table 2 Chemical composition of GTD450	6
Table 3 Chemical composition of IN706	6



List of Figure

Fig. 1	The shape and size of compressors blade L0, L1, and L2	5
Fig. 2	Location of the leading edge and the trailing edge	6
Fig. 3	Analysis result of the blade considering centrifugal force, pressure, and temperature	8
Fig. 4	Boundary conditions of a pair of the blade and rotor	9
Fig. 5	Contact surface of the blade	10
Fig. 6	Crack location of compressor blade	12
Fig. 7	Stress distribution of compressor blades with no crack	14
Fig. 8	Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 0% span	17
Fig. 9	Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 25% span	18
Fig. 10	Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 50% span	19
Fig. 11	Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 75% span	20
Fig. 12	Stress distribution of L1 compressor blade with an initial crack at 0% span	21

Fig. 13	Stress distribution of L1 compressor blade with an initial crack at 75% span	21
Fig. 14	Strain of the compress blades with the different crack length	22
Fig. 15	Three points at the tip of the compressor blade	24
Fig. 16	Tip displacements of the L0 compressor blades	26
Fig. 17	Frequency of the compress blades with no crack	28
Fig. 18	The first mode shape of the compressor blade with no crack	29
Fig. 19	The second mode shape of the compressor blade with no crack	29
Fig. 20	The third mode shape of the compressor blade with no crack	30
Fig. 21	The fourth mode shape of the compressor blade with no crack	30
Fig. 22	Natural frequency of the compress blades with a 30.48 mm-length crack at 0% span	31
Fig. 23	Comparison of the natural frequencies of L0 compressor blades with different crack lengths	34
Fig. 24	Comparison of the natural frequencies of compressor blades with different crack locations	41

균열 크기 및 위치를 고려한 가스터빈 압축기 블레이드의 유한요소해석

김 윤 호

한국해양대학교 대학원

기계공학과

초 록

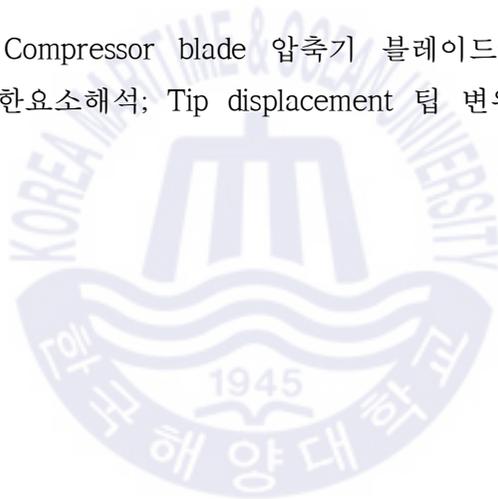
발전 효율 향상을 위한 장시간 가동 및 발전용 압축기 내부의 가혹한 하중 조건은 압축기 블레이드의 결함을 유발하며, 하나의 블레이드 파손은 발전시스템에 연쇄적인 피해를 입혀 발전 효율 하락 및 경제적 손실을 발생시킨다. 따라서 압축기 블레이드의 손상을 조기에 감지하는 것이 필요해졌으며, 이를 위해 균열이 압축기 블레이드에 미치는 영향을 파악하는 것이 중요해졌다.

본 연구에서는 실제 발전기의 압축기 내부의 블레이드와 유사한 조건을 모사하여 유한요소해석을 진행한다. 블레이드의 균열 위치와 길이를 다양하게 모사하여 이에 따른 응력 분포와 수준이 변화하는 것을 관찰함으로써 균열의 변화에 따른 압축기 블레이드의 상태 변화를 파악하며 이를 토대로 균열이 압축기 블레이드에 미치는 영향을 연구 및 분석함으로써 균열의 상태에 따른 블레이드의 정적 거동을 파악하고 파손 가능성을 예측하고자 한다. 또한 블레이드 팁에 3개의 절점을 지정하고 균열의 위치에 따른 절점의 변위차를 분석하고 이를 균

열의 위치에 따른 블레이드의 굽힘 및 거동과 연관지어 고찰한다.

구조해석 이후에는 진동해석을 수행하고, 균열의 위치와 길이가 압축기 블레이드의 고유진동수 변화에 미치는 영향을 고찰한다. 균열의 상태에 따른 고유진동수의 변화 양상을 블레이드의 동적 특성과 연계하여 연구하며 그 결과를 바탕으로 파손 가능성이 있는 압축기 블레이드의 정보를 수집하고자 한다.

KEY WORDS: Compressor blade 압축기 블레이드; Crack 균열; Finite Element Analysis 유한요소해석; Tip displacement 팁 변위; Natural frequency 고유진동수



Finite Element Analysis of Compressor Blades of Gas Turbines Considering Crack Sizes and Locations

Yun Ho Kim

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of
Korea Maritime and Ocean University

Abstract

Severe load conditions for the compressor of gas turbines to improve power generation efficiency cause damage to compressor blades. A breakage of one blade can cause consequent damage to the power generation system, which thus leads to loss of the generating efficiency and economy. Therefore it becomes necessary to detect damage of the compressor blade before it breaks down and also it is important to understand the effect of cracks on the compressor blades.

In this study, the structural analysis using finite element method is conducted to obtain the stress distributions over between compressor blades without and with cracks. We also find the stress differences according to the different crack locations and lengths on the compressor blades. The effect of crack size and location on the tip displacements of the compressor blades is investigated to predict the possibility of compressor blade's breakdown

according to crack state. After that, modal analysis is performed to compare the natural frequencies of the compressor blades without and with cracks. The tendency of the frequency change is discussed according to the different crack locations and lengths.

KEY WORDS: Compressor blade; Crack; Finite Element Analysis; Tip displacement; Natural frequency



제 1 장 서 론

1.1 연구배경

오늘날 발전시스템은 전력생산의 효율 향상을 위해 많은 변화를 이루어 왔다. 압축기 및 터빈 블레이드의 경우 에너지 효율을 최적화시키기 위해서 발전기의 가동시간을 늘리고 있으며, 형상을 설계하는데 있어 크기 또한 거대화 되는 추세이다(신형기, 2009). 이는 압축기 블레이드가 가혹한 조건에서 장시간 동안 큰 부하를 받으며 가동되고 있다는 의미로(Liu, et al., 2019), 블레이드의 파손을 방지하기 위해 다양한 하중을 견딜 수 있도록 재료를 선정하고 블레이드의 형태 또한 하중을 견디기에 적합하게 설계하는 등의 다양한 방법을 모색하고 있다(Liu, et al., 2019). 하지만 이러한 노력에도 불구하고 블레이드에 발생하는 결함을 완벽히 방지하는 것은 불가능에 가깝다(Salehnasab & Poursaeidi, 2019). 이는 곧, 산업용 발전기 내부에서 고온·고압의 증기 및 고속 회전에 의한 반복 하중을 받는 블레이드의 피로로 인한 마모 및 구조적 건전성 문제가 발생 할 수 있다는 의미이며(권오상 등, 2018), 또한 파손으로 이어질 수 있다는 의미이다. 한 개의 압축기 블레이드 파손으로 발생한 파편은 고속회전하고 있는 압축단 블레이드 내부에서 연쇄 작용을 일으켜 압축단 전체의 피해로 이어지게 되며, 이는 전체 발전 시스템에 큰 문제를 유발한다. 이를 해결하기 위해서는 막대한 손해액을 감수해야하는데(Du, et al., 2019; Salehnasab & Poursaeidi, 2019) 파손된 블레이드 및 압축기를 보수하기 위한 1차적인 경제적 손실과 보수작업을 위한 발전기 가동 중지로 인한 2차적인 경제적 손실 또한 감수해야하기 때문이다. 따라서 블레이드의 손상을 조기에 감지하여 파손을 미

연에 방지하는 것이 중요해졌으며, 균열은 존재하지만 블레이드가 완전하게 파손되기 전인 상태에서의 정보가 필요하게 되었다(Nakhodchi, et al., 2014). 따라서 균열의 위치와 길이에 따른 블레이드의 응력 상태 및 수준에 대한 파악이 요구되고 있으며(Sandberg, et al., 2017; Kou, et al., 2017) 이에 따른 블레이드의 거동에 대한 정보 역시 필요해졌다. 또한 블레이드의 크기 및 블레이드에 발생한 균열이 압축기 블레이드의 고유진동수 및 고유모드에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 정보가 요구되고 있다(Kwon & Yoo, 2009).



1.2 연구 목적 및 내용

발전용 압축기 블레이드는 발전 효율을 높이기 위해서 높은 온도와 압력 등의 하중을 견디면서 오랜 시간 가동된다. 이와 같은 가혹한 조건은 블레이드의 파손에 직·간접적인 영향을 미치며, 파손에 의한 블레이드 파편은 압축단 및 발전 시스템 전체에 피해를 발생시켜 막대한 경제적 손실을 야기한다. 따라서 완전한 파손이 발생하기 전에 어느 정도의 균열이 진행된 상태의 블레이드에 대한 정보를 알아내는 것이 중요해졌으며 그에 따른 연구가 진행되어야 한다.

본 논문에서는 외부의 가스가 유입되는 압축기의 흡입구에서 가장 근접한 3개의 압축단을 연구 대상으로 지정하여 임의의 균열을 모사하여 구조해석을 진행한다. 이는 실제 발전용 압축기에서 파손이 가장 빈번하게 발생하는 압축단을 연구 대상으로 지정한 것이며 임의의 균열은 균열위치와 길이로 분류하도록 한다. 구조해석 진행 후에는 해석 결과를 바탕으로 균열이 존재하는 블레이드의 응력 수준 및 상태를 균열이 없는 블레이드와 비교하고 분석하여 균열이 블레이드에 미치는 영향에 대하여 연구하고, 또한 동일한 압축기 블레이드에 균열의 위치와 길이를 다르게 설정하여 균열의 차이로 인한 블레이드의 응력 수준 및 상태의 경향을 분석한다. 이를 통해 블레이드의 취약 부위를 유추하며 균열의 성장이 블레이드에 미치는 영향을 예측한다(김학근 등, 2019). 또한 블레이드 팁 절점 변위를 분석하여 균열의 변화가 블레이드 변위에 미치는 영향을 연구한다(Mandache et al., 2012).

구조해석 후에는 진동해석을 수행하여 균열이 발생하기 전·후의 블레이드의 고유진동수를 비교하고 균열의 길이와 위치의 차이에 의한 각 모드별 고유진동수 변화 경향을 분석하여 균열의 변화가 블레이드의 동적 특성에 미치는 영향을 연구한다(양정현과 송오섭, 2009).

제 2 장 해석 모델의 구성

2.1 압축기 블레이드의 형상정보

발전용 가스 터빈은 압축기와 터빈으로 구성되어있다(윤완노와 김준성, 2010). 압축기는 외부의 가스를 유입하여 압축하는 역할을 하며 터빈은 압축기에서 압축한 가스를 기계적 에너지로 변환하는 역할을 한다. 압축기에서 가스가 압축되는 과정에서 압축기 내부는 고온·고압의 상태가 되며 압축기에 존재하는 블레이드는 가혹한 하중을 부여받게 된다. 압축기는 로터(Rotor)에 블레이드(Blade)가 결합되어 고속으로 회전을 하며 가스를 압축시킨다. 이 때, 유입되는 가스의 속도가 압축기 내에서 빨라지게 되면서 블레이드 표면을 따라서 흐르고 있던 공기가 박리하며 난류 되어 후방으로 흐르게 되는데 이는 저항을 유발하여 발전 효율을 떨어뜨린다. 이를 방지하기 위해서 블레이드는 비틀림 형상을 띄고 있다(김영일, 2019).

본 논문에서 이용된 형상정보에 관한 설명은 다음과 같다. 압축기에서 가스가 유입되는 유입구와 가장 근접한 3개의 압축단의 블레이드를 모델링하여 구조해석 및 진동해석을 진행하였으며, 압축단의 형상과 크기는 Fig. 1과 같으며 유입구와 멀어질수록 압축기 블레이드의 크기는 작아진다. 앞으로 본 논문에서는 3개의 압축단을 유입구에서 가까운 순서로 각각 L0, L1, L2로 명칭 한다.

실제 발전소에서 압축기 블레이드의 초기 균열은 Leading edge에서 빈번하게 발생하게 되기 때문에 Fig. 2와 같이 Leading edge에 균열을 만들도록 한다. 균열의 길이는 100, 200, 300, 600, 900, 1200 mils로 분류하며, 이 때 1 mils는 0.0254 mm 이므로 위의 값을 mm로 환산하면 각각 2.54, 5.08, 7.62, 15.24, 22.86, 30.48 mm가 된다. 균열의 위치는 블레이드의 Radial 방향으로 0, 25, 50,

75%로 분류한다.

압축기 블레이드와 로터의 물성 정보는 본 연구의 참고가 된 압축기에 사용된 재료를 토대로, 블레이드에는 GTD450, 로터에는 IN706의 물성정보를 부여하였다. 재료 물성정보는 Table 1에 명시하였으며 GTD450와 IN706의 화학 조성비는 Table 2, 3에 명시하였다.

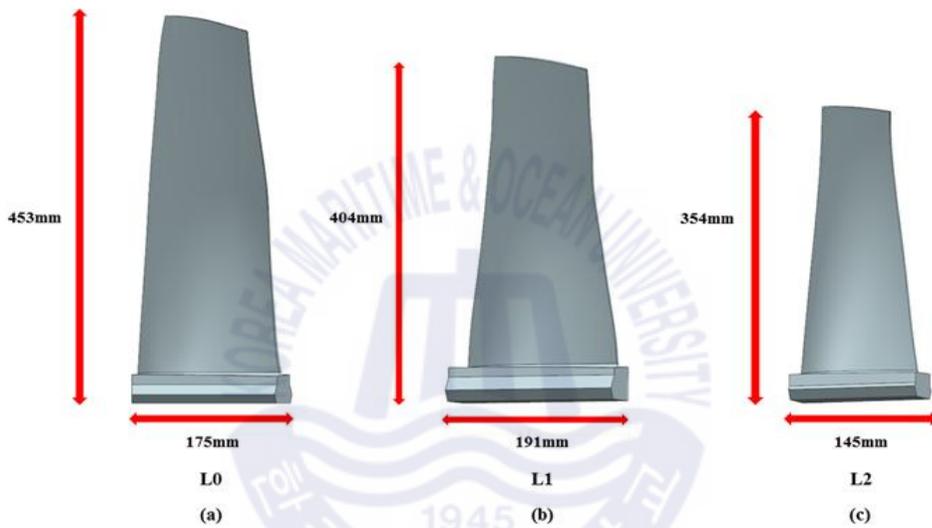


Fig. 1 The shape and size of compressors blade L0, L1, and L2

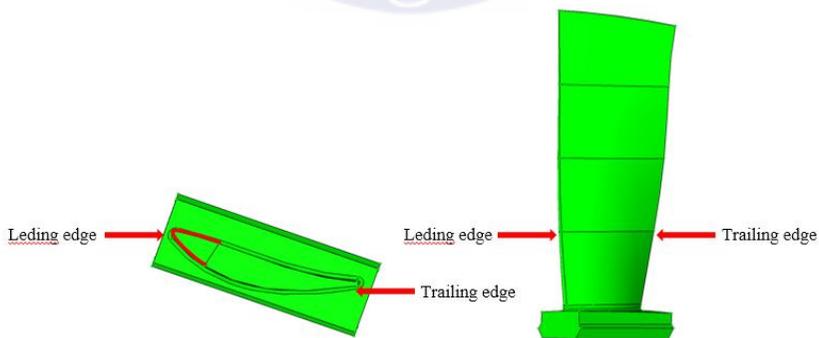


Fig. 2 Location of the leading edge and the trailing edge

Table 1 Material properties of GTD450 and IN706

component	Material	Density[kg/m^3]	Young' s Modulus[GPa]	Poisson' s Ratio
Rotor	GTD450	8.054	210	0.382
Blade	IN706	7.75	203	0.29

Table 2 Chemical composition of GTD450

component	C	P	Ci	Ni	Cu	Fe	Mn	Mo	Cr
wt(%)	0.05	0.03	1	7	1.75	73	1	1	14

Table 3 Chemical composition of IN706

component	Al	C	Cr	Co	Cu	Fe	Mn	Ni	Nb	P	Si	Ti
wt(%)	0.4	0.06	14.5	1	0.3	40	0.35	40	2.5	0.02	0.35	1.5

앞서 언급했듯이 발전효율 향상을 위해 블레이드는 비틀림 형상을 띄고 있다. 이러한 블레이드의 격자를 생성하는데 있어 6면체 요소망을 생성하기에는 많은 노력과 시간을 필요로 하므로, 본 연구에서는 4면체 요소를 사용하여 요소망을 생성하였다. 이로 인해 구조해석의 결과가 다소 부정확해지는 것을 보완하기 위해 2차 4면체 요소를 사용하도록 한다. 또한 로터와 블레이드가 접촉하는 부분과 균열이 존재하는 부분에서는 요소를 더 조밀하게 생성하여 해석의 신뢰도를 높인다.

2.2 압축기 블레이드 해석 경계 조건

신뢰성 있는 연구를 위해서는 압축기 블레이드의 구조해석 진행시 실제 가동 조건과 동일한 경계조건을 부여하는 것이 중요하다. 따라서 보다 정확한 구조 해석을 위해 본 연구의 참고가 된 실제 압축기 블레이드의 형상 정보와 물성 정보뿐만 아니라 경계 조건 및 하중 또한 동일하게 부여한다.

실제 압축기에서 정상 운전 중의 로터회전 속도는 3600 rpm으로 다른 외부적인 요인 또는 고장이 없다면 일정한 속도로 운행한다. 따라서 본 연구에서는 로터 및 블레이드에 3600 rpm의 원심력을 하중으로 부여하여 구조해석을 진행한다. 이 때, 실제 압축기에서는 가스가 압축되는 과정에서 고온, 고압의 환경이 발생하게 되는데 이러한 조건 역시 구조해석을 수행하는데 있어 고려되어야 한다. 따라서 압축기 블레이드에 원심력만을 부여하여 구조해석을 진행하기에 앞서 원심력, 압력, 온도가 블레이드에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 구조해석이 선행되었다. Fig. 3은 이를 뒷받침 할 수 있는 근거가 되는 해석 결과이며 기준 응력을 동일하게 두었을 때의 블레이드 전체에 분포되어 있는 응력을 직관적으로 볼 수 있게 하는 자료이다. Fig. 3의 해석결과를 도출하기 위해서 블레이드에 원심력, 압력, 온도를 각각 부여한 경우와 모든 하중을 부여한 경우로 나누어 해석을 진행하였으며, Fig. 3 (a)는 모든 하중을 부여했을 때의 해석결과이고 (b), (c), (d)는 각각 원심력, 압력, 온도만을 부여했을 때의 해석결과이다. Fig. 3의 (a)와 (b)를 비교해보면 응력 분포가 거의 일치하는 것을 확인 할 수 있으며 이때의 응력 수준 또한 비슷하다는 것을 확인하였다. 이와 반대로 압력과 온도는 블레이드에 영향을 미치는 정도가 미미하여 고려하지 않더라도 앞으로의 구조해석 결과의 분석에 영향을 미치지 않을 정도의 수치라고 판단하였다. 따라서 앞으로 수행할 구조해석에서는 압력과 온도는 하중에서 제외하도록 하며 원심력만을 하중으로 부여하도록 한다.

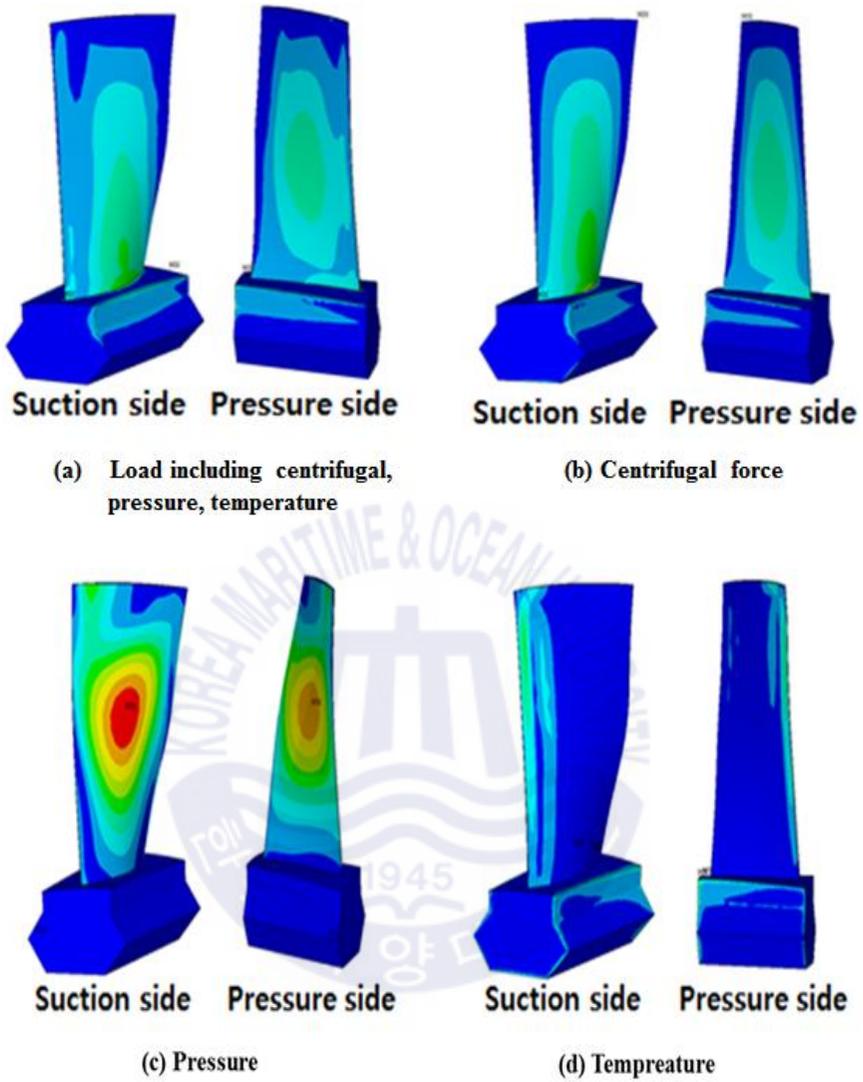


Fig.3 Analysis result of the blade considering centrifugal force, pressure, and temperature

구조해석을 수행함에 있어 비교적 복잡한 형상이나 대칭성을 띠고 있는 경우에는 형상을 용이하게 모델링하기 위해서 순환대칭 경계조건(Cyclic symmetry)을 사용하는데 본 연구에서 역시 모델링의 용이함, 해석시간 단축 그리고 계산 자원의 효율적 이용을 위해 Fig. 4와 같이 한 개의 블레이드에 순환대칭 경계조건을 부여하였다. 또한 Fig. 5에서 명시한 바와 같이 로터와 블레이드가 결합되는 접촉부에서는 면-대-면 접촉 조건(Surface to surface contact)을 부여한다.

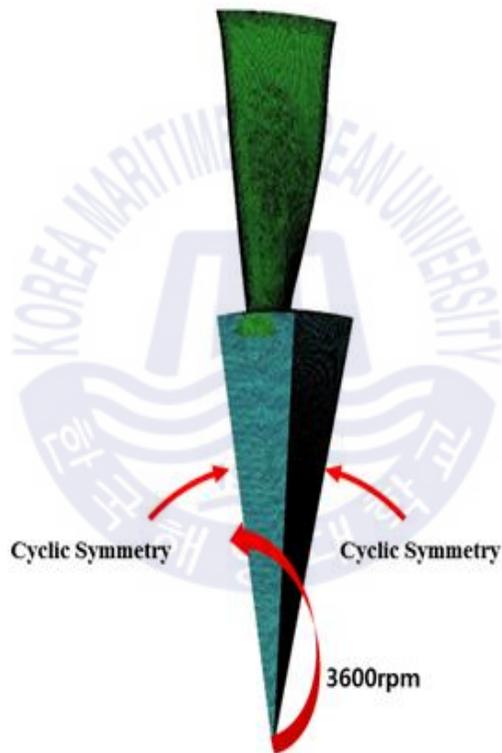


Fig. 4 Boundary conditions of a pair of the blade and rotor

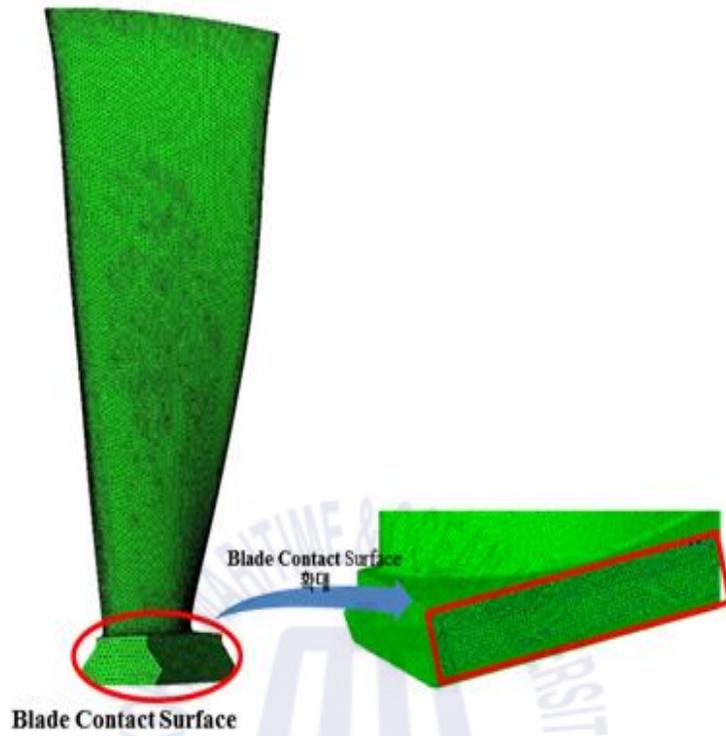


Fig. 5 Contact surface of the blade

2.3 압축기 블레이드 균열의 정의 및 길이 분류

균열은 구조물이나 구조부재가 구조적 기능을 발휘할 수 없는 단계로 도달한 상태를 의미하는 용어로, 일단 균열이 발생하게 되면 구조물은 안전성과 효율이 저하됨과 동시에 균열의 진전으로 인한 파단이 발생할 가능성 또한 증가하게 된다. 특히 고온·고압의 환경에서 장시간 동안 가동되는 압축기 블레이드는 파손을 방지하기 위한 다양한 노력에도 불구하고 파손 사고가 빈번하게 발생하고 있으며 그로 인한 연쇄적인 작용으로 막대한 피해를 유발하고 있다.

앞선 2.1장에서 언급했듯이 실제 발전소에서 압축기 블레이드의 초기 균열은 정상 운전 중 가장 많은 저항을 직접적으로 받는 Leading edge에서 발생하는 경우가 빈번하기 때문에 본 연구에서는 L0, L1, L2 3개의 압축단에서의 균열 시작점을 Leading edge로 하고 균열의 위치를 블레이드의 radial 방향으로 0, 25, 50, 75%로 분류하도록 하며 이는 Fig. 6에 명시되어있는 바와 같다. 또한 균열의 길이는 육안으로 확인 가능한 균열의 시작점과 끝점을 기준으로 하여 2.54, 5.08, 7.62, 15.24, 22.86, 30.48 mm로 분류하도록 한다.

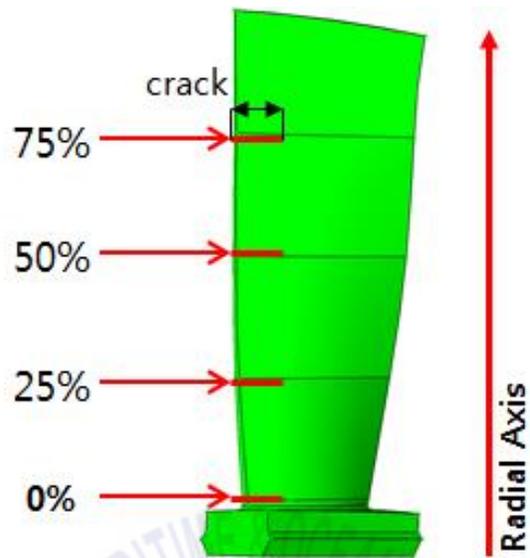
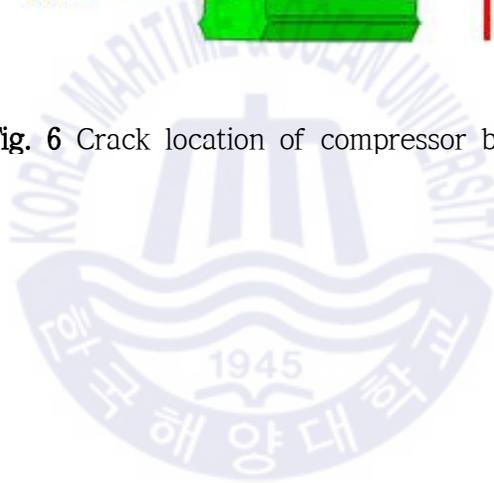


Fig. 6 Crack location of compressor blade



제 3 장 압축기 블레이드의 유한요소 해석

본 연구에서는 가스가 유입되는 유입구와 가장 근접한 3개의 압축단의 압축기 블레이드를 균열이 존재하지 않는 블레이드를 기준으로 하여 균열이 존재하는 손상 블레이드를 균열의 위치와 길이로 분류하여 모델링 한 후 구조해석을 수행하고 비교 분석한다. 블레이드의 균열은 앞선 2.3장에서 정의하였듯이 블레이드의 반경 방향으로 0, 25, 50, 75%의 위치에서 2.54, 5.08, 7.62, 15.24, 22.86, 30.48 mm의 길이로 분류하여 사례 연구를 진행한다. 구조해석 결과를 바탕으로 하여 균열의 위치와 길이에 따른 블레이드 응력 분포 및 수준을 확인하여 균열의 위치와 길이가 블레이드에 미치는 영향을 파악하고 초기 균열이 블레이드에 미칠 영향을 예측하도록 한다. 또한 블레이드의 팁에 3개의 점을 지정하고, 지정된 3점에서의 블레이드 반경 방향으로의 변위와 굽힘 방향으로의 변위를 분석하여 균열의 길이와 위치가 블레이드의 변형에 어떤 영향을 미치는지를 분석하고, 이를 바탕으로 하여 어떤 위치에서의 균열이 블레이드 파손에 가장 치명적인 영향을 미치는지에 대한 예측을 하도록 한다.

구조해석 이후에는 진동해석을 수행하도록 한다. 진동해석 역시 3개의 압축단을 균열 위치와 길이로 분류하여 진행하도록 한다. 이 때, 균열이 존재하지 않는 블레이드의 고유진동수를 선행적으로 도출하고 그 결과를 기준으로 하여 균열이 존재하는 블레이드의 고유진동수를 4개 모드에서 비교하고 분석한다. 이 때, 균열의 위치와 길이에 따른 고유 진동수의 변화를 각각의 모드에서 분석하고 그래프로 도출하여 균열의 상태에 따른 경향을 파악하도록 하며 그 경향을 바탕으로 하여 변형 및 파손의 가능성을 예측하도록 한다. 또한 각 압축단의 고유진동수를 도출하여 블레이드의 크기가 동적 특성에 미치는 영향을 알아보도록 한다.

3.1 압축기 블레이드의 구조해석

3.1.1 균열이 존재하지 않는 1개의 압축기 블레이드

균열이 압축기 블레이드에 미치는 영향을 분석하기 위해서는 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드에 원심력을 부여하고 구조해석을 수행하여, 이때의 응력 분포 형태 및 응력 수준을 선행적으로 연구하여 그것을 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 기준으로 하는 것이 타당하다. 따라서 본 연구에서는 균열이 존재하지 않는 3개의 압축단 L0, L1, L2 블레이드에 순환 경계 조건을 부여한 후 3600rpm의 원심력을 가하고 GTD450 재료의 항복강도가 상온에서 689MPa인 점을 감안하여 구조해석을 선행적으로 진행하였다.

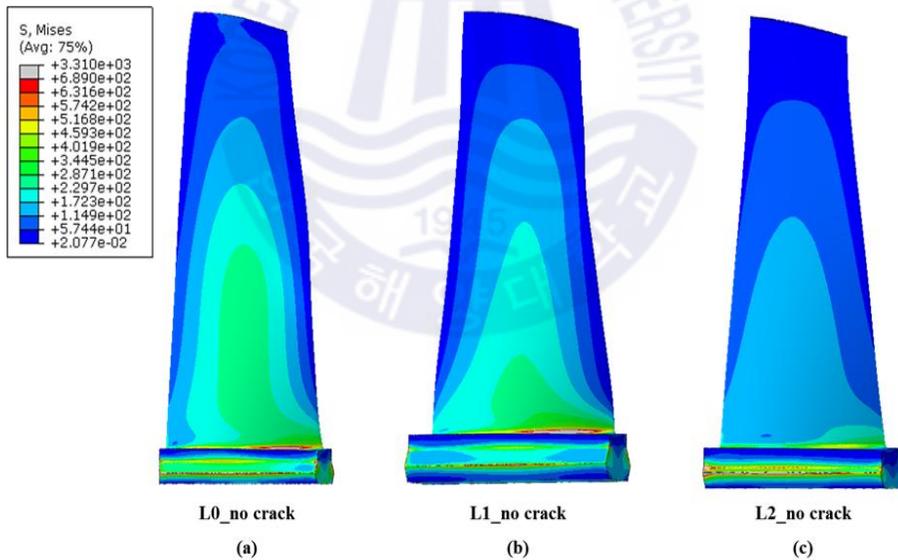


Fig. 7 Stress distribution of compressor blades with no crack

균열이 존재하지 않는 L0, L1, L2 압축단의 블레이드의 해석결과는 Fig. 7(a), (b), (c)와 같다. 로터와 블레이드가 결합하는 부위에서는 응력이 강하게 나타났으며 결합부를 제외하면 응력이 블레이드 전체에 고르게 분포 되어있으며 그 응력 수준은 재료의 항복강도에 비해 높지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 응력 발생의 주된 원인을 원심력으로 판단할 수 있으며, 그 외의 다른 요인은 블레이드의 응력 발생에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 이는 Fig. 7 (a), (b), (c)의 해석결과를 비교하였을 때 더욱 확연히 드러나는데 블레이드의 전반적인 응력분포 및 수준이 Fig. 7 (a), (b), (c) 순서로 감소하는 경향을 확인할 수 있다. 이는 블레이드의 크기 및 질량의 차이가 원인으로 크기와 질량이 작아지게 되면 원심력에 의한 응력 수준이 감소하기 때문이다. 따라서 Fig. 7의 해석결과는 앞으로 진행할 균열이 존재하는 블레이드의 적절한 비교 기준이 된다.

3.1.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 구조해석

3개의 압축단 L0, L1, L2에 균열의 길이를 2.54, 5.08, 7.62, 15.24, 22.86, 30.48 mm로 분류하고, 균열을 블레이드의 반경 방향으로 0, 25, 50, 75%에 위치시켜 구조해석을 진행한다.

균열의 길이가 블레이드에 미치는 영향을 파악하기 위해 동일한 압축단에서 균열 길이를 변수로 두고 위치는 동등하게 한 후에 경향을 분석하도록 한다. Fig. 8, 9, 10, 11은 L0단에서 균열의 길이와 위치를 다르게 한 구조해석의 결과이며 Fig. 12, 13은 L1단에서 균열의 길이와 위치를 다르게 한 구조해석의 결과이다. 이 때, 균열이 존재하는 모든 블레이드의 모든 해석결과에서 균열의 끝에서 응력이 집중되는 것을 확인 할 수 있으며, 또한 균열의 길이가 길어질수록 균열의 끝에서의 응력 수준이 증가하는 경향을 보인다. 이러한 결과는 미세한

균열이 압축기 블레이드에 미치는 영향은 크지 않을지라도 초기에 발생한 균열이 응력 집중에 의해 더욱 발전하게 되고 그 응력 수준은 증가하게 되며, 이는 결국 블레이드의 파손의 원인이 될 수 있다는 것을 보여준다. 이와 같은 경향을 한층 더 직관적으로 볼 수 있도록 균열의 길이에 따른 변형률을 균열부에 근접한 부분에서 분석해보고자 한다. Fig. 14는 균열의 길이에 따라 변형률을 나타낸 그래프로, 변형을 측정할 위치는 균열부와 근접한 아래의 절점을 기준으로 하였으며, Leading edge와 Trailing edge를 기준으로 축방향 좌표를 0과 1로 표현하였다. Fig. 14에서는 균열의 길이가 길어질수록 변형률 또한 커지는 것을 확인할 수 있다. 이는 앞선 Fig. 8, 9, 10, 11과 Fig. 12, 13에서 분석하였던 균열의 진전에 따른 응력수준의 증가와 이로 인한 블레이드의 파손 가능성을 변형률의 관점에서 보여주는 결과이다.

균열의 위치가 블레이드에 미치는 영향을 파악하기 위해 압축단과 균열 길이를 동등하게 하고 균열의 위치를 변수로 두고 경향을 분석하도록 한다. Fig. 8 (a), Fig. 9 (a), Fig. 10 (a), Fig. 11 (a)를 비교했을 때, 균열의 길이가 일정하더라도 균열의 위치가 바뀐다면 응력의 수준이 달라지는 경향을 확인할 수 있다. 이 때, 균열의 위치가 블레이드와 로터의 결합부와 가까워질수록 균열부 주변의 응력 수준이 증가하게 되는데, 이는 원심력이 주된 원인으로 균열의 위치가 결합부와 가까워질수록 부담해야 할 블레이드의 질량이 커지게 되고 이것은 균열부에서 더 큰 하중을 부담 한다는 의미이다. 비교적 큰 하중을 부담하게 되는 상황이 응력 수준의 증가를 유발하는 것은 자명하다. 균열의 길이가 길어지더라도 균열의 위치에 따른 압축기 블레이드의 응력 경향이 위에서의 분석 결과와 일치하는 것을 Fig. 8, 9, 10, 11의 (b), (c), (d), (e), (f)와 Fig. 12, 13의 (b), (c)에서 확인하였다.

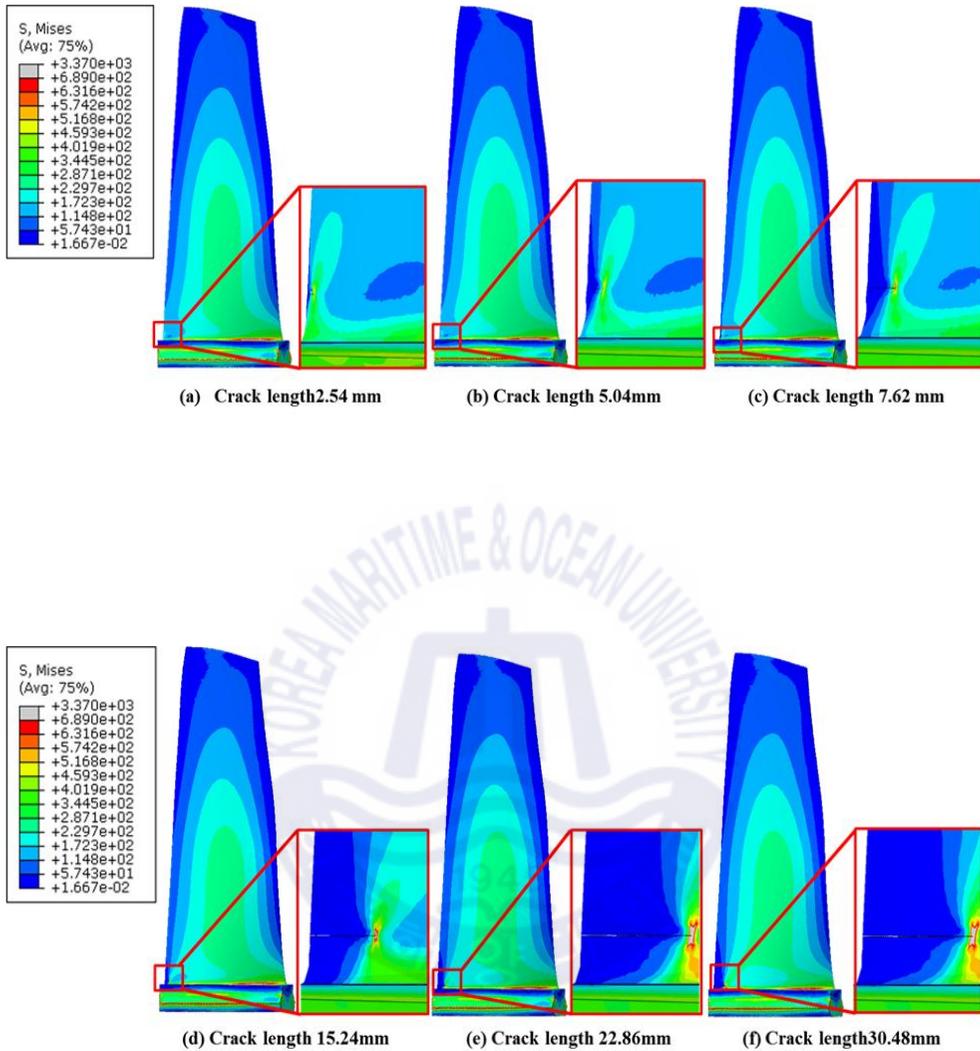


Fig. 8 Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 0% span

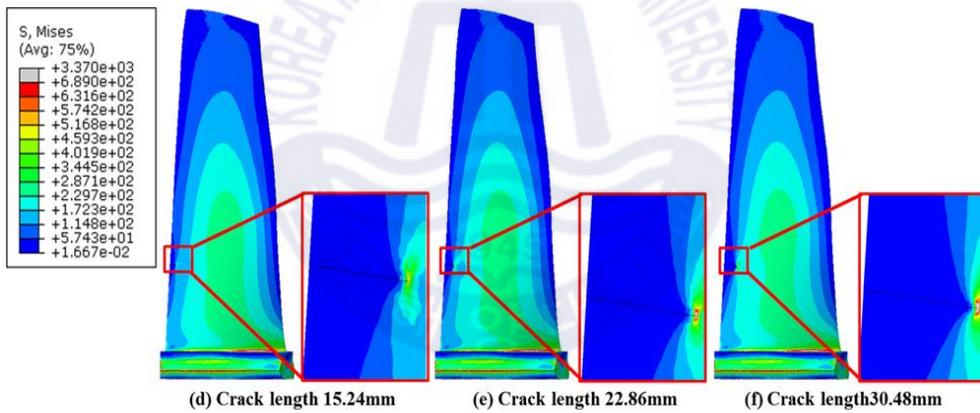
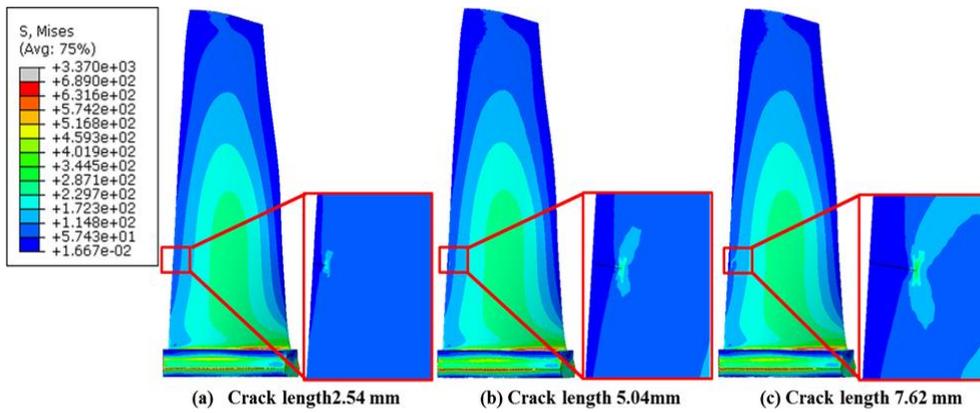


Fig. 9 Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 25% span

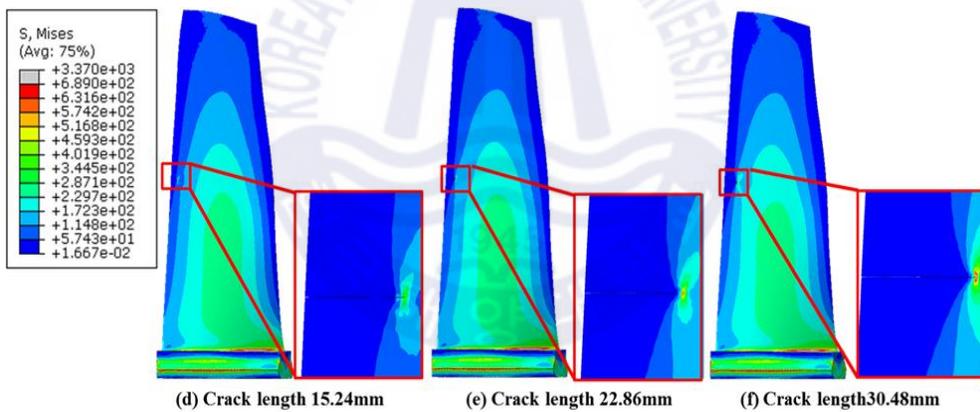
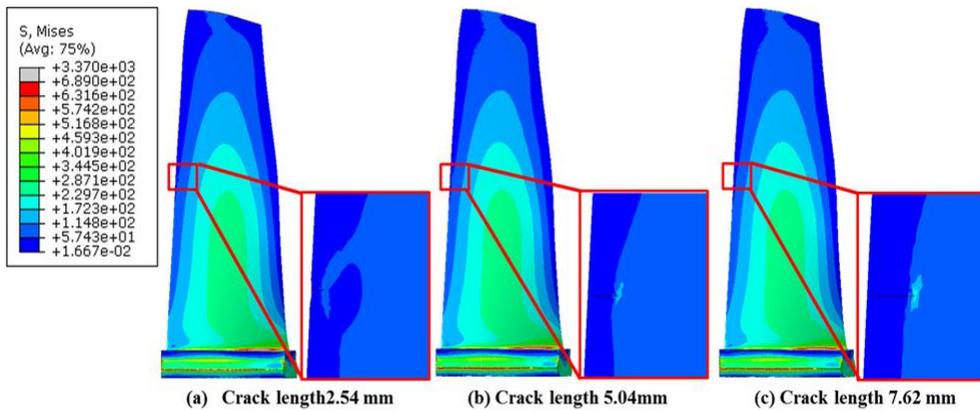


Fig. 10 Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 50% span

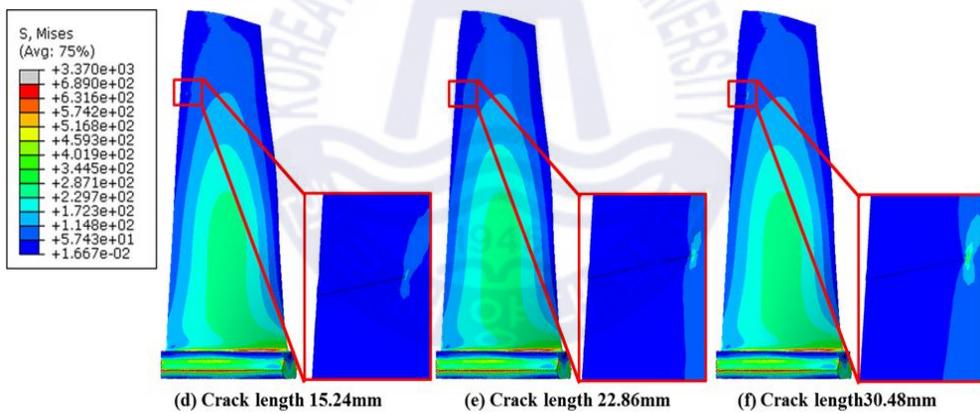
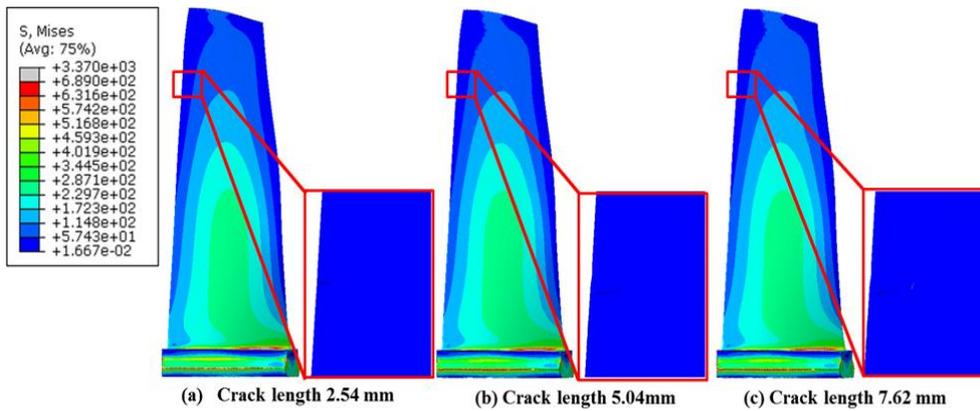


Fig. 11 Stress distribution of L0 compressor blade with an initial crack at 75% span

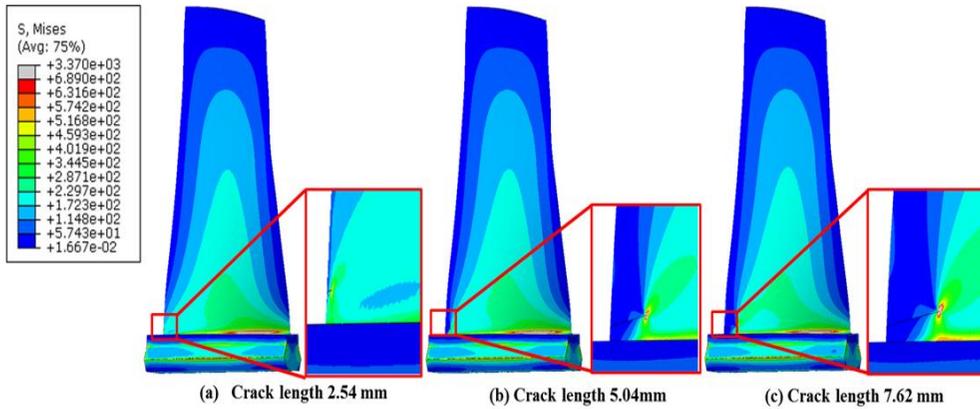


Fig. 12 Stress distribution of L1 compressor blade with an initial crack at 0% span

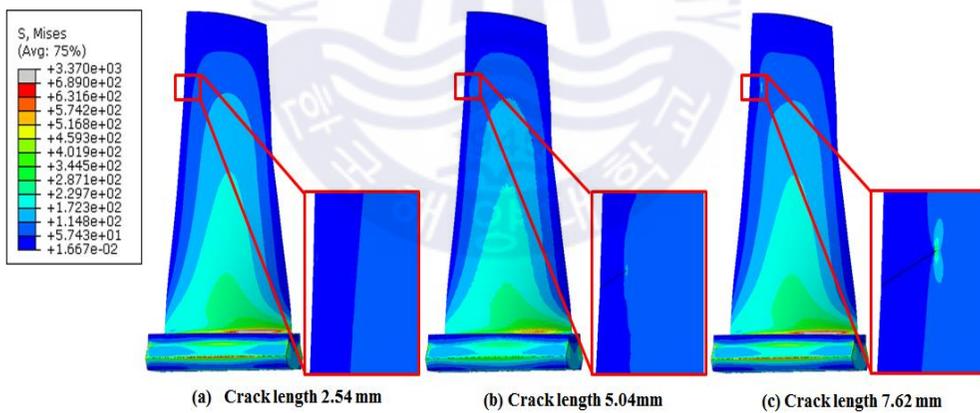


Fig. 13 Stress distribution of L1 compressor blade with an initial crack at 75% span

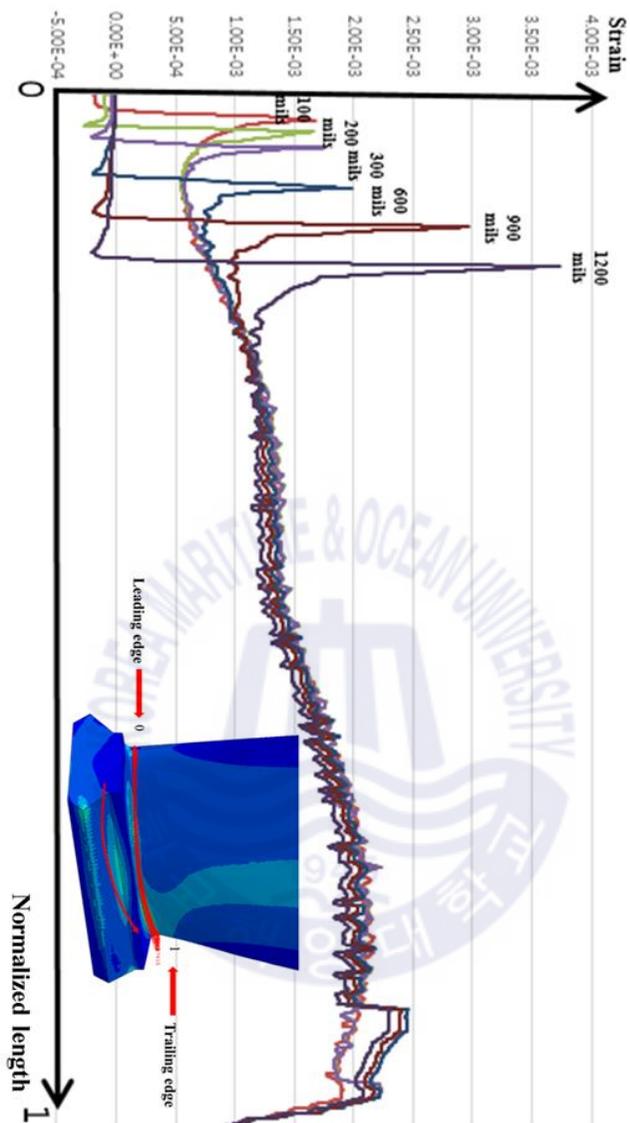


Fig. 14 Strain of the compress blades with the different crack length

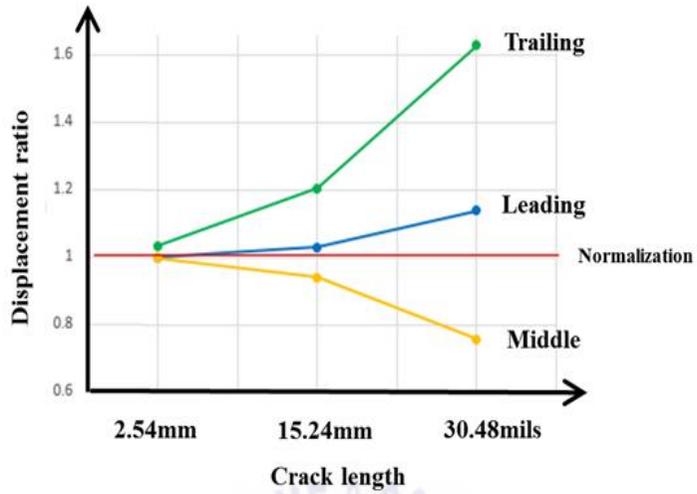
3.1.3 블레이드 팁 절점 변위 분석

앞선 3.1.2장에서는 균열의 길이와 위치에 따른 압축기 블레이드의 응력 분포 형태 및 수준에 대한 연구를 진행하였다. 또한 이를 분석하여 균열의 존재 유무, 균열의 위치, 균열의 길이를 판단할 수 있는 척도를 마련하였다. 하지만 실제 가동하고 있는 압축기 블레이드의 응력을 측정하는 것은 매우 어려우므로, 이와 같은 문제점을 보완하기 위해 블레이드의 거동에 대한 연구를 추가적으로 진행하도록 한다. 이를 위해서는 블레이드 팁 전체의 변위를 분석하는 것이 가장 명확한 연구 방법이나 본 논문에서는 계산 자원을 효율적으로 이용하기 위해서 센서의 위치를 임의로 정할 수 있다고 가정하고 Fig. 15와 같이 Leading edge, Middle, Trailing edge에 3개의 절점을 설정한다. 그리고 3개의 절점에서 블레이드의 굽힘 방향 변위에 대한 경향을 파악하고, 이를 블레이드의 비틀림과 연관지어 분석하도록 한다. 이는 블레이드 팁의 변화로 블레이드에 발생한 균열의 위치와 길이를 예측하기 위한 데이터 베이스를 얻기 위함이다. Fig. 16 (a), (b), (c), (d)는 압축단 L0단에서 균열위치를 0, 25, 50, 75%로 분류했을 때, 균열 길이 2.54, 15.24, 30.48 mm에서의 블레이드 굽힘 방향 변위를 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드에 원심력의 하중을 가했을 때 발생한 굽힘 방향 변위를 기준으로 정규화 하여 나타낸 그래프이다. Fig. 16 (a), (b), (c), (d)에서는 균열의 길이가 깊어질수록, 또한 균열의 위치가 블레이드와 로터의 결합부에 근접할수록 팁의 전체적인 변위가 커지는 경향을 확인 하였다. Fig. 16 (a), (b)에서는 leading edge와 trailing edge 절점에서 굽힘 방향 변위는 양의 값을 가지고 있으나 middle 절점에서는 음의 값을 가진다. Fig. 16 (c), (d)에서는 trailing edge 절점에서 굽힘 방향 변위는 양의 값을 가지고 있으나 leading edge와 middle 절점에서의 변위는 음의 값을 가지게 된다. 각 절점에서의 변위 차이는 압축기 블레이드의 비틀림을 발생시키게 되며, 보다 큰 변위차이는 비틀림의 정도가 심하다는 것을 의미하게 된다. 따라서 Fig. 16 (a), (b), (c), (d)를 분석 하였을 때, 균열이 블레이드의 상부에 위치할수록 블레이드의 비틀림 정

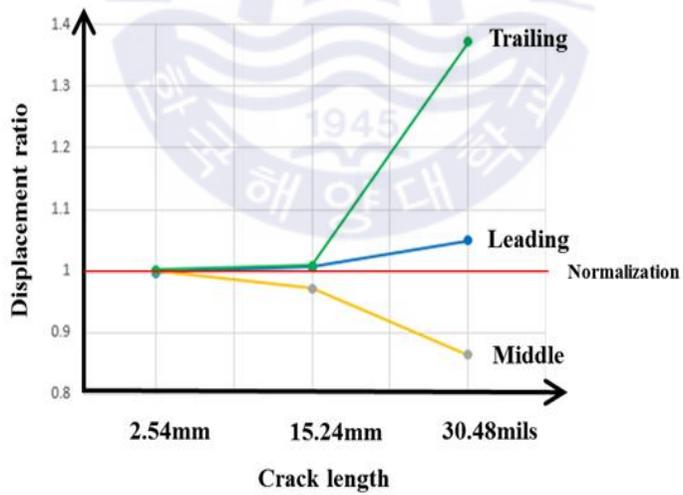
도가 줄어들며 균열이 존재하지 않는 블레이드의 비틀림 정도와 유사해지는 경향을 확인하였다.



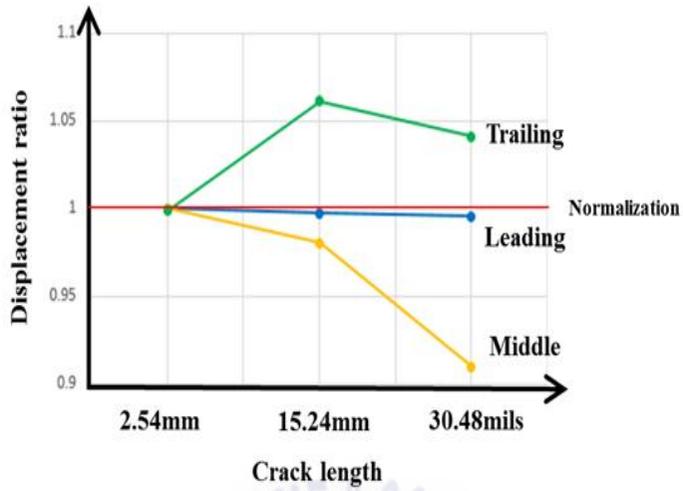
Fig. 15 Three points at the tip of the compressor blade



(a) crack at 0% span



(b) crack at 25% span



(c) crack at 50% span



(d) crack at 75% span

Fig. 16 Tip displacements of the L0 compressor blades

3.2 압축기 블레이드의 모드해석

고유진동수는 단위시간당 진동하는 횟수를 의미하는 것으로 물체의 고유진동수는 물체의 강성에 비례하고 질량에는 반비례 하는 특성을 가진다. 본 연구에서는 고유진동수와 강성이 비례하는 성질을 이용하여 균열의 길이와 위치가 압축기 블레이드의 고유진동수에 미치는 영향을 분석하고, 이를 통해 블레이드 동적 특성에 미치는 영향을 유추해보고자 한다. 앞선 3.1장에서와 동일하게 균열이 없는 압축기 블레이드의 진동해석을 선행하여 균열이 존재하는 압축기 블레이드를 비교하는 기준이 되도록 한다. 그 후 3개의 압축단 L0, L1, L2에 대하여 균열의 위치를 0, 25, 50, 75%로 하고 균열의 길이는 2.54, 15.24, 30.48 mm로 하여 case study를 수행하여 이때의 진동해석 결과를 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 고유진동수를 기준으로 비교 및 분석하도록 한다. 또한 균열의 위치와 길이를 다르게 하여 균열이 블레이드에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 이 때, 4개의 모드에서 고유진동수를 비교하고자 하는데 각각이 의미하는 바는 다음과 같다. 1번 모드는 블레이드의 굽힘 방향으로 y축으로의 1차 고유진동수를 의미하고, 2번 모드는 x축 방향, 3번 모드는 블레이드의 비틀림, 4번 모드는 y축 방향으로의 2차 고유진동수를 의미한다. 본 논문에서 진동해석은 블레이드만을 대상으로 하며 로터에 대한 진동해석은 제외하도록 한다.

3.2.1 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 모드해석

균열이 압축기 블레이드의 고유 진동수 변화에 미치는 변화를 연구하기에 앞서 그 기준이 되는 균열이 존재하지 않는 3개의 압축단 L0, L1, L2의 압축기 블레이드에 대한 고유진동수를 먼저 확인해보도록 한다. 또한 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 압축단별 고유진동수를 분석하도록 한다. Fig. 17은 균

열이 존재하지 않는 압축기 블레이드의 고유진동수의 압축단별 경향을 표현한 그래프이다. Fig. 17에서 4개의 모드 전부 고유진동수가 L0, L1, L2 순으로 커지는 경향을 보이는데 이는 블레이드의 크기에 따른 질량 차이에 의한 것이 원인이다. 블레이드의 크기가 작아지면서 블레이드의 질량이 줄어들게 되고 따라서 질량과 반비례 관계에 있는 고유진동수가 커지는 것이다.

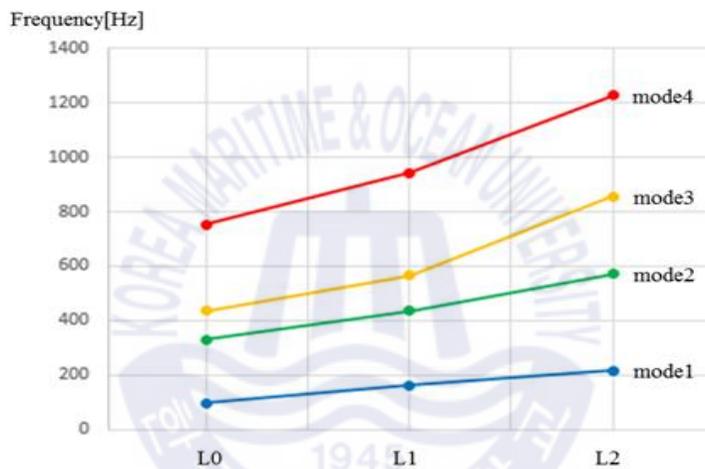


Fig. 17 Frequency of the compress blades with no crack

Fig. 18, 19, 20, 21에서는 각 모드별 변위에 대한 진동해석 결과를 확인하였다. 본 해석 결과는 앞으로 진행 할 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 해석 결과의 기준이 될 것이며 비교의 대상이 되는 것임을 명시한다.

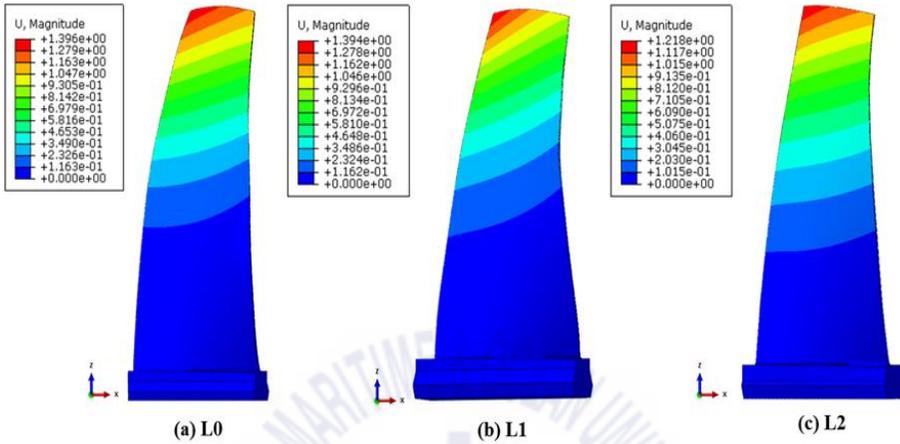


Fig. 18 The first mode shape of the compressor blade with no crack

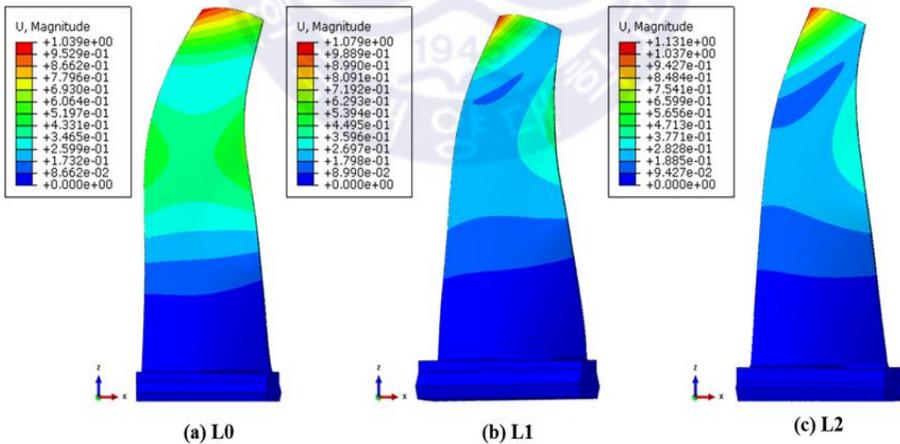


Fig. 19 The second mode shape of the compressor blade with no crack

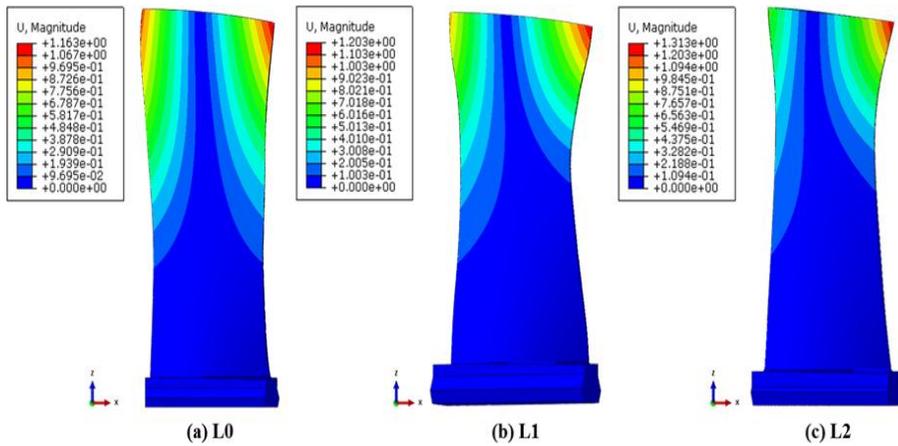


Fig. 20 The third mode shape of the compressor blade with no crack

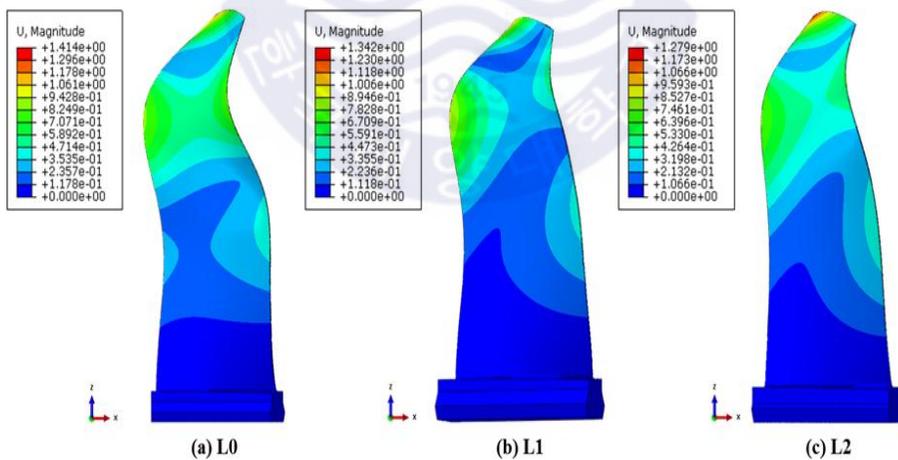


Fig. 21 The fourth mode shape of the compressor blade with no crack

3.2.2 균열이 존재하는 압축기 블레이드의 진동해석

앞선 3.2.1장에서 분석한 균열이 없는 블레이드의 진동해석 결과를 기준으로 균열의 위치와 길이가 압축기 블레이드의 고유진동수 변화에 미치는 영향에 대해 분석해보고자 한다. 압축단별 고유진동수를 확인하기 위해 균열의 위치와 균열의 길이를 동일한 조건으로 하여 Fig. 22의 그래프를 도출하였다. Fig. 22는 균열의 위치가 0%이고 균열의 길이가 30.48 mm일 때의 L0, L1, L2 3개의 압축단 블레이드에서 4개 모드의 고유진동수를 나타낸 그래프이다. 1번 모드에서 4번 모드 모두 L0, L1, L2의 순서로 고유진동수가 증가하는 경향을 보이는데, 이로써 균열이 존재하는 블레이드 역시 블레이드의 크기가 고유진동수에 영향을 미치는 경향을 확인할 수 있다. 앞선 3.2.1장에서의 Fig. 22의 고유진동수를 Fig. 17과 비교했을 때, 그 수치가 낮아진 것을 확인할 수 있다. 이를 통해서 균열의 존재가 압축기 블레이드의 고유진동수를 낮추는 것을 확인하였다.

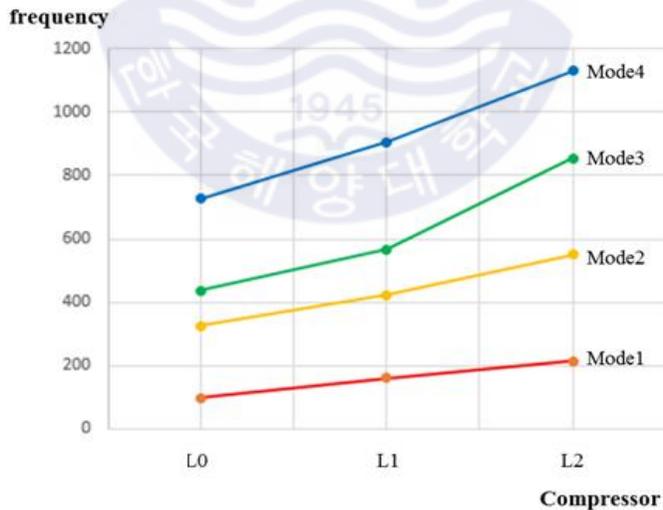
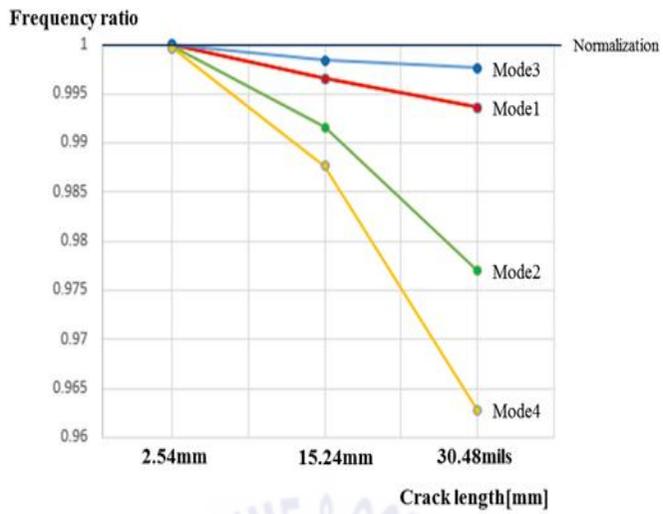
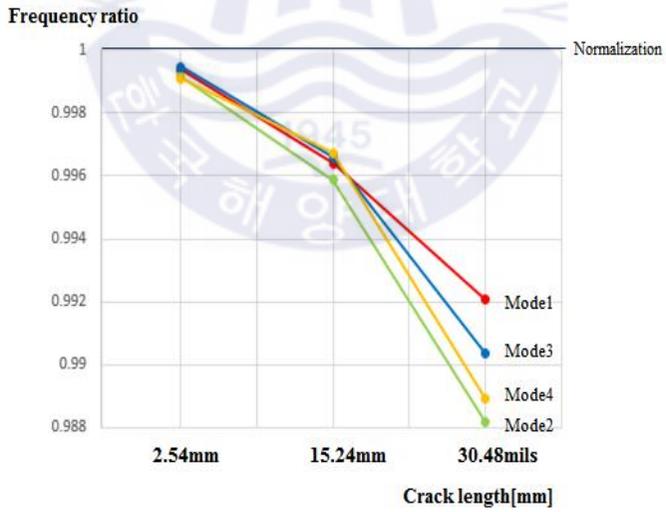


Fig. 22 Natural frequency of the compress blades with a 30.48 mm-length crack at 0% span

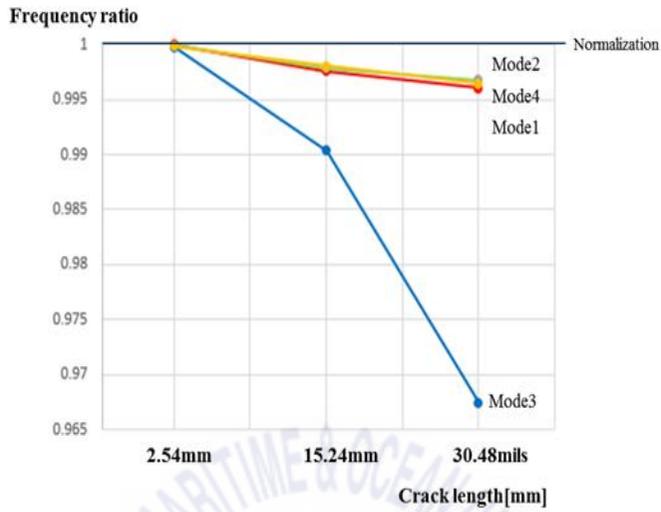
균열의 위치가 압축기 블레이드의 진동수에 미치는 경향을 확인하기 위해서 Fig. 23의 그래프를 도출하였다. Fig. 23은 L0 블레이드의 균열 위치가 같을 때, 균열 길이의 차이에 따른 압축기 블레이드의 고유진동수 경향을 4개의 모드에 대하여 분석한 결과이다. 이 때, 그래프의 세로축은 균열이 블레이드에 미치는 영향을 객관적으로 분석하기 위하여 각각의 모드에서 산출된 고유진동수를 균열이 존재하지 않을 때의 고유진동수로 정규화한 것으로, 그래프 세로축에서 1은 균열이 존재하지 않는 블레이드의 고유진동수를 나타낸다. Fig. 23에서 역시 균열이 존재하는 모든 블레이드의 고유진동수는 균열이 존재하지 않는 블레이드의 고유진동수 값에 비해 고유진동수가 낮은 것을 확인할 수 있는데, 이는 균열의 존재가 압축기 블레이드의 고유진동수를 낮추며 강성을 약화시키는 것을 확인할 수 있게 하는 결과이다. 또한 Fig. 23 (a), (b), (c), (d) 모든 경우에서 균열이 길어질수록 블레이드의 고유진동수는 균열이 존재하는 블레이드의 고유진동수와 그 차이가 많이 나게 되며 고유진동수의 수치 역시 떨어지는 경향을 보이는데, 이는 압축기 블레이드의 균열이 진전되면서 강성을 계속해서 약화시킬 수 있다는 것을 예측 가능하도록 만들어주는 결과이다. 특히 Fig. 23 (c), (d)에서는 3번 모드에서의 감소 수치가 가장 확연하게 나타나는 것을 확인하였는데, 이는 균열이 블레이드의 상단에 발생하였을 때 압축기 블레이드가 비틀림에 취약해지는 것을 나타내는 결과이다.



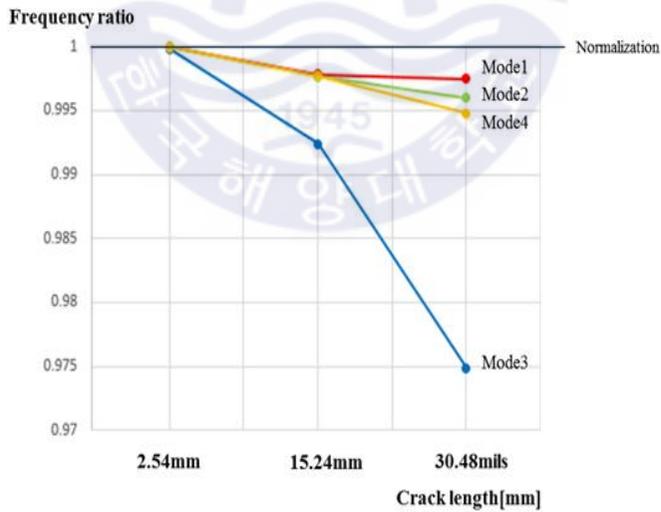
(a) Crack at 0% span



(b) Crack at 25% span



(c) Crack at 50% span

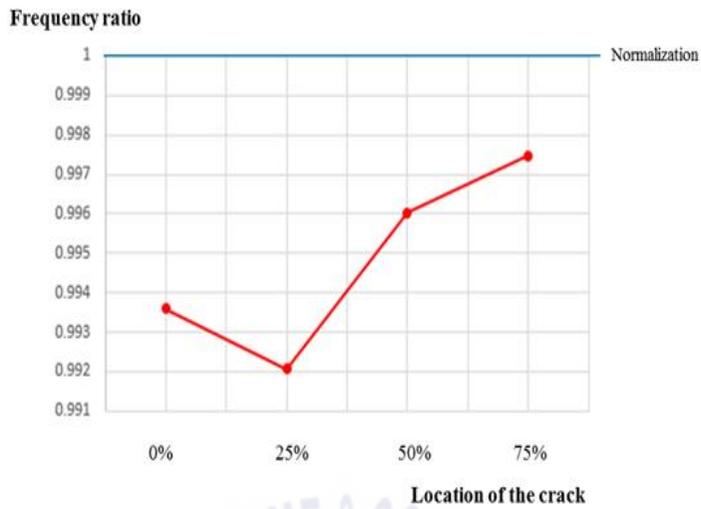


(d) Crack at 75% span

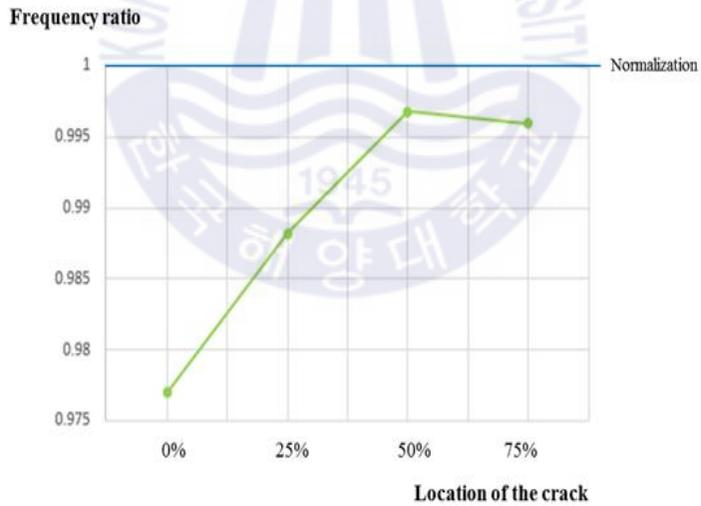
Fig. 23 Comparison of the natural frequencies of L0 compressor blades with different crack lengths

Fig. 24는 3개의 압축단 L0, L1, L2 블레이드에서 균열의 길이는 30.48 mm로 일정하게 두고 균열의 위치를 변수로 두었을 때, 각각의 모드에서의 고유진동수를 균열이 없는 블레이드의 고유진동수를 기준으로 정규화하여 나타낸 그래프이다. Fig. 24 (a), (e), (i)와 (b), (f), (j) 그리고 (d), (h), (l)는 각각의 압축단에서의 1번, 2번 그리고 4번 모드의 고유진동수를 그래프로 나타낸 것으로 균열이 블레이드의 상단에 위치할 때의 고유진동수의 값은 균열이 블레이드의 하단에 위치할 때의 고유진동수에 비해 균열이 존재하지 않는 블레이드의 고유진동수와 근사하는 경향을 보인다. Fig. 24 (c), (g), (k)는 3번 모드를 나타내는 것으로 1, 2, 4번 모드와는 반대되는 현상이 발생하는데 이는 Fig. 23의 (c), (d)의 결과와 일치하는 결과이다. 이를 토대로 분석하면 균열이 상단에 위치할수록 3번 모드의 고유진동수는 균열이 존재하지 않는 블레이드의 고유진동수와 많은 차이를 보이게 되며 비틀림에 대한 강성은 낮아지는 경향을 예측하였다.



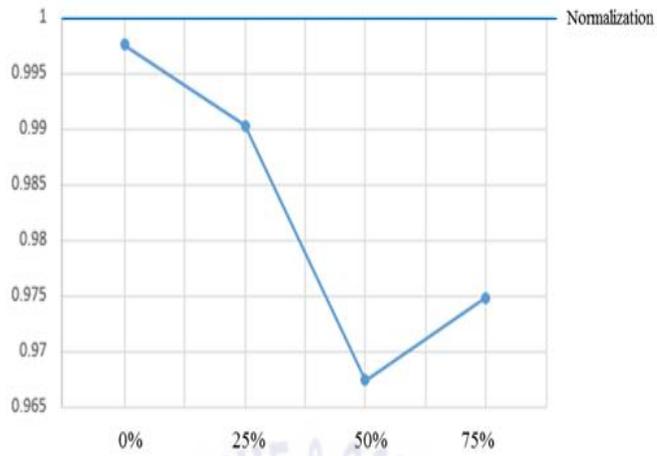


(a) Model 1 of L0 compressor



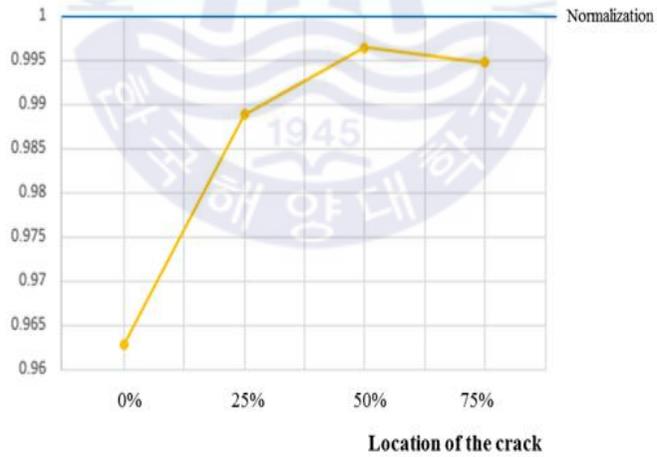
(b) Mode2 of L0 compressor

Frequency ratio

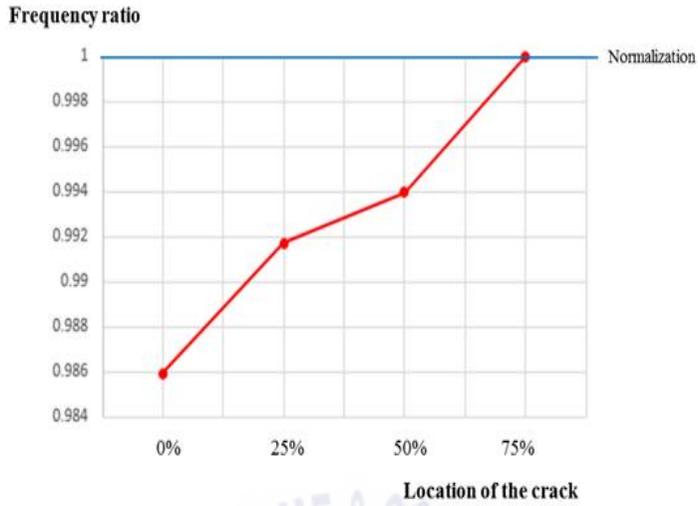


(c) Mode3 of L0 compressor

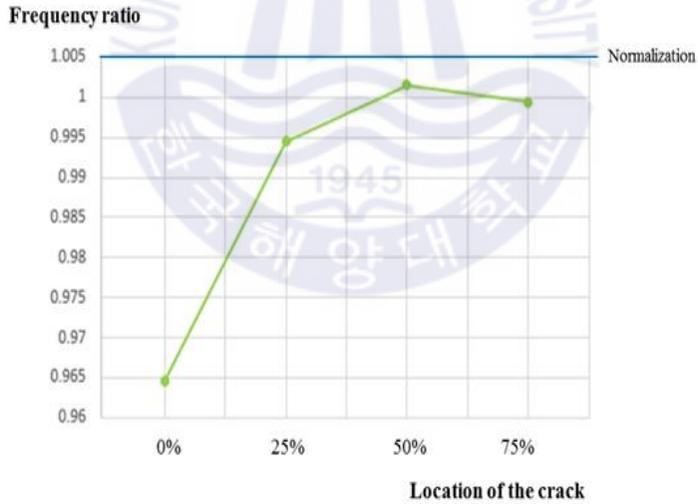
Frequency ratio



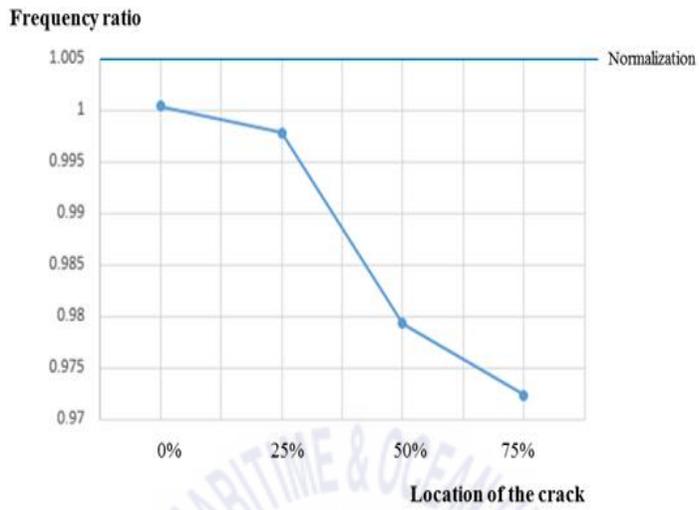
(d) Mode4 of L0 compressor



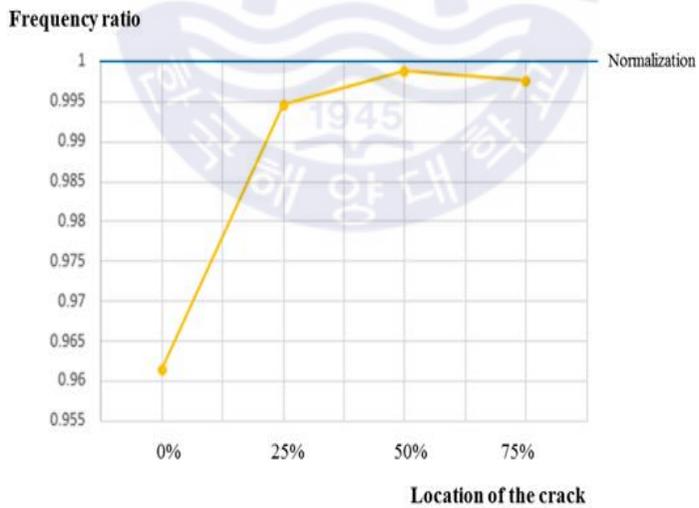
(e) Mode1 of L1 compressor



(f) Mode2 of L1 compressor

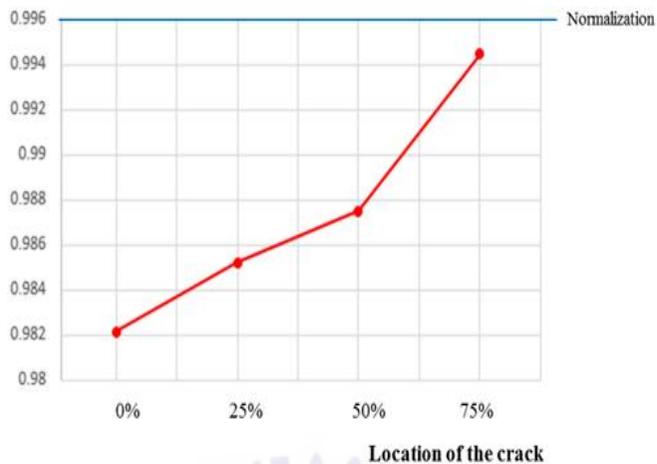


(g) Mode3 of L1 compressor



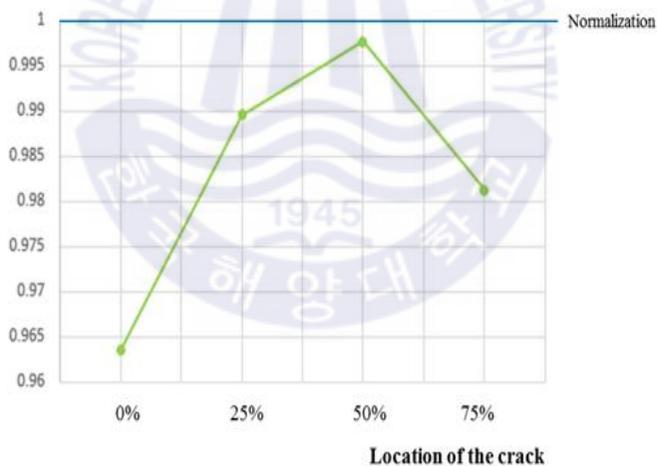
(h) Mode4 of L1 compressor

Frequency ratio

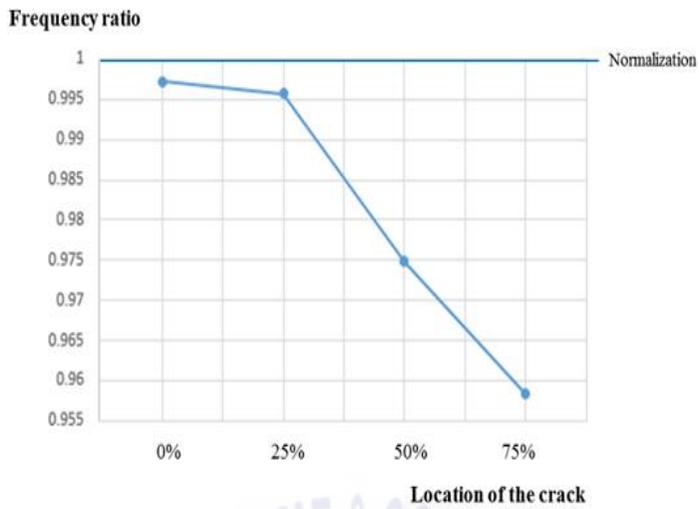


(i) Model1 of L2 compressor

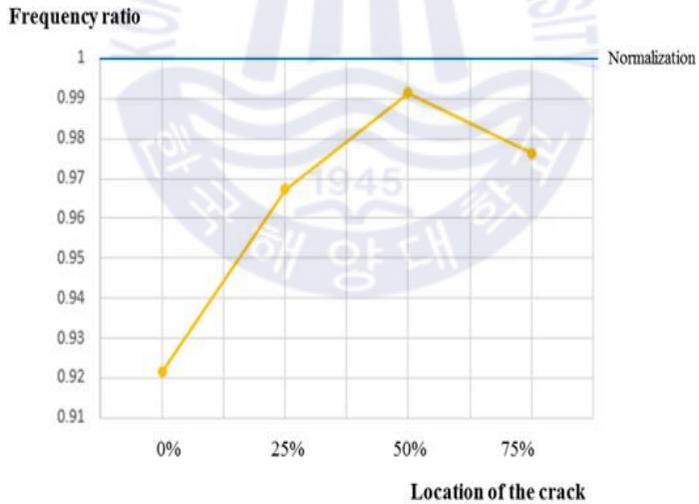
Frequency ratio



(j) Mode2 of L2 compressor



(k) Mode3 of L2 compressor



(l) Mode4 of L2 compressor

Fig. 24 Comparison of the natural frequencies of compressor blades with different crack locations

제 4 장 결 론

본 연구에서는 손상된 압축기 블레이드의 정보를 파악하기 위해 압축기 블레이드의 Leading edge에 길이와 위치를 다르게 하여 다양한 초기 균열을 모사한 후에 구조해석 및 진동해석을 진행하였다. 구조해석 수행 시, 하나의 압축기 블레이드에 순환 대칭 경계조건을 부여하고 로터와 블레이드의 접촉부에 면대면 접촉조건을 주어 실제 블레이드와 유사한 경계조건을 형성하였다. 또한 실제 운전 속도인 3600 rpm의 원심력을 하중으로 부여하여 이때의 다양한 균열 조건에 따른 응력 집중 부위 및 응력수준을 분석하고, 이를 토대로 균열이 압축기 블레이드에 미치는 영향을 예측하였다. 더 나아가 다양한 균열에 따른 틱 변위 분석을 수행하여 블레이드의 변위 경향 및 비틀림을 확인하고 이를 토대로 블레이드의 균열 위치 및 길이를 예측하는데 필요한 정보를 확보하였다. 구조해석 이후에는 진동해석을 수행하여 균열의 변화에 따른 압축기 블레이드의 고유진동수를 분석하였고 균열이 동적특성에 미치는 경향을 파악하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 면-대-면 접촉 경계조건을 부여한 블레이드와 로터의 결합부에서 응력이 강하게 분포되는 현상을 확인하였다.
- 균열의 끝에서 응력 집중 발생 현상과 균열이 길어질수록 그 응력 수준이 증가하는 경향을 확인하였다. 이를 근거로 균열의 진전 발생 및 블레이드 파손 가능성을 확인하였다.

- 균열의 깊이가 깊을수록 블레이드 전체에 분포되는 응력 수준이 증가하는 경향이 나타났으며, 이를 변형률의 관점으로 보기 위해 균열부 근처의 절점 변위를 측정하여 변형률 또한 커지는 경향을 확인하였다.
- 균열의 위치가 블레이드 상부에 위치할수록 균열부 주변에서의 응력수준이 감소하는 경향을 확인하였다.
- 블레이드 팁의 leading edge, middle, trailing edge에 절점을 형성하여 3개의 절점에서의 변위를 확인하였다. 각 절점에서 균열의 길이가 길어지고 균열이 블레이드의 하단에 존재할수록 블레이드의 굽힘 방향으로의 변위차가 커지는 경향을 확인하였다.
- 균열이 존재하는 블레이드 팁에 형성한 3개의 절점에서 균열이 존재하지 않는 블레이드와 비교했을 때 더 큰 변위차이가 나는 것을 확인하였으며, 이를 토대로 균열이 압축기 블레이드의 비틀림에 영향을 미친다는 것을 유추하였다.
- 균열이 발생하였을 때, 압축기 블레이드의 고유진동수가 낮아지는 경향을 확인하였고 이를 통해 블레이드의 강성이 낮아짐을 예측하였다.
- 균열의 길이가 길어질수록 고유진동수는 낮아지며 이를 통해 균열이 진전하게 되면 블레이드의 강성이 계속해서 낮아지게 된다는 것을 예측할 수 있다.
- 균열의 위치가 블레이드의 상단에 위치하는 경우에 1, 2, 4번 모드에서는 고유진동수가 커지고 3번 모드의 경우는 고유진동수가 감소하는 경향을 확인하였다. 이를 통해서 균열이 상단에 위치할수록 블레이드 회전 방향의 접선 방향, 블레이드의 축방향으로의 강성은 높아지지만 비틀림에 대한 강성은 낮아진다는 것을 예측할 수 있다.

발전용 압축기 블레이드가 완전히 파손되기 전에 균열이 발생한 것을 가정하여 손상된 블레이드의 정보를 연구하는 것에 목적을 두었다. 균열이 존재하지 않는 압축기 블레이드와 균열이 존재하는 압축기 블레이드를 비교함으로써 균열이 블레이드에 미치는 영향에 대해 분석하였으며 압축기 블레이드의 Leading edge에 균열의 길이와 위치를 다르게 하여 사례 연구를 수행한 후 이를 분석하여 균열의 조건에 따른 압축기 블레이드의 응력 분포 및 응력 상태를 분석하였다. 이와 같은 데이터 베이스를 바탕으로 하여 실제 가동되는 발전용 압축기 블레이드를 점검한다면 균열이 진행되고 있는 상태의 압축기 블레이드가 완전히 파손되기 전에 문제를 발견하는데 있어 큰 도움이 될 것으로 예상된다.



참고문헌

- 권오상, 고동현, 최정곤, 김성연, 이찬, 2018. FANDAS-CFX 결합을 통한 항공기용 압축기 블레이드 내부 유동 및 성능 특성 연구. 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.351-352.
- 김영일, 2019. 점 데이터를 이용한 블레이드 곡면 모델링 시스템 개발. 한국기계가공학회지, 18(10), pp.110-115.
- 김학근, 장윤정, 김재훈, 강기원, 2019. Puck 의 파손기준에 기반한 풍력발전기용 복합재 블레이드의 점진적 파손 평가. 신재생에너지, 15(4), pp.1-10.
- 신형기, 2009. 능동하중제어 블레이드 적용을 위한 에어포일 설계. 신재생에너지, 5(4), pp.29-32.
- 양경현, 송오섭, 2009. 저압터빈 블레이드의 균열 길이에 따른 동특성 변화. 한국소음진동공학회논문집 19(12), pp.1281-1288.
- 윤완노, 김준성, 2010. 유한요소해석을 이용한 가스터빈 압축기 블레이드 피로균열 해석. 한국정밀공학회지 27(12), pp.107-112.

- Du, Y. et al., 2019. Damage detection techniques for wind turbine blades: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.106445>
- Kou, H., Lin, J., Zhang, J. & Fu, X. 2017. Dynamic and fatigue compressor blade characteristics during fluid-structure interaction: Part I —Blade modelling and vibration analysis. *Engineering Failure Analysis* 76, pp. 80-98.
- Kwon, S.M & Hong, H.Y., 2009. Modal Analysis of a Rotating Packet Blade System having a Crack. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering* 19(12), pp.1244-1251.
- Liu, H. et al., 2019. Experimental investigation of failure behavior of the cracked 17-4PH steel blades in a top gas energy recovery turbine. *Engineering Failure Analysis* 105, pp.545-554.
- Liu, H., Yang, X., Li, S. & Shi, D. 2019. A numerical approach to simulate 3D crack propagation in turbine blades. *International Journal of Mechanical Sciences*, <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105408>
- Mandache, C., Tyrell, M & Nezh, M. 2012. Aircraft engine blade tip monitoring using pulsed Eddy current technology. *4th International Symposium on NDT in Aerospace*, pp.1-9.
- Nakhodchi, S. & Maman, E. 2014. Fatigue life prediction in the damaged and un-damaged compressor blades. *Engineering Solid Mechanics* 2(1), pp.43-50.
- Daniel, S., Mansour, R. & Olsson, M. 2017. Fatigue probability assessment including aleatory and epistemic uncertainty with application to gas turbine compressor blades. *International Journal of Fatigue* 95, pp.132-142.