

30MW 증기터빈 최종단 회전익 파단 사고 분석 A Failure Analysis on the Broken Last Blade of 30MW Steam Turbine

김성봉 · 김인철 · 한승우 · 전채홍
S. B. Kim, I. C. Kim, S. W. Han and C. H. Jun

Key Words : Blade(회전익), Turbine(터빈), Operation(운전), Low load(저부하)

Abstract : In the recently released accident investigation report on blade failure, almost 70% of blade failures was found at low pressure turbine blades, and it is well known that main cause is due to the vibration modes. This paper describes the systematic approach on the root cause of the blade failure at L 0 stage, 30MW single flow industrial steam turbine which had tripped by high vibration after ten month commercial operation. A fracture was found at the only one damping wire hole of 59 blades, and crack was detected at three damping wire holes by NDT. According to the analysis result for the crack fracture surface and the chain of the sequential operational events, we come to the conclusion that a typical high cycle fatigue is the most dominant factor caused to the blade failure, the resonance frequency margin was narrowed by the cut damping wire and the high cycle vibration was amplified, and then the blade was broken at once by the centrifugal force when the crack reached the critical size.

1. 서 론

발전소에서 운전되고 있는 증기터빈 블레이드는 발전소 핵심 설비중 손상이 많이 발생하는 부품으로 발전소 신뢰성 증진 및 유지 정비비용 절감 면에서 매우 중요한 부품이다. 국내외 증기터빈 블레이드 손상사고를 분석하면 저압단 터빈 블레이드 사고가 총 블레이드 사고의 70% 정도를 차지 할 정도로 많이 발생하며 특히 진동 손상모드가 중요한 요인으로 작용하고 있다. 특히 터빈 블레이드 손상에 대하여 체계적인 블레이드 분석 기술을 통하여 터빈 블레이드 운전 및 유지관리를 최적화 할 수 있다. 약 10개월차 상업운전 중인 증기터빈이 고진동으로 정지하여 증기터빈을 분해 점검 한 결과 LP 최종단 회전익 59개 중 1개 블레이드가 파단, 비산되고, 3개의 날개가 균열되었다.

운전이력과 블레이드 파단면 분석을 통하여 블레이드 손상 메카니즘을 규명하고 사고 방지책을 모

색하였다.

2. 증기터빈 사양 및 사고 전 운전내용

2.1 증기터빈 사양

- 출력 : 정격 31.5MW, 최대 32.85MW
- 형식 : Single Pressure, Single Casing, Non-Reheat Condensing.
- 회전수 : 터빈 6,850 rpm, 발전기 1,800 rpm
 터빈 1차 Critical 3,246 rpm,
 2차 Critical 7,548 rpm
 발전기 Critical 2,601 rpm
- 회전방향 : C.W.(증기흐름방향에서 볼 때)
- 운전모드 : Sliding Pressure Mode
- 배기형식 : Axial Exhaust
- 증기조건 : HP 94kg/cm²/ 486°C / 141T/hr
- 터빈단수 : 16단 (HPs+IPs+LPs=10+3+3)
- 터빈로터 : Solid Rotor
- 냉각수계통 : Treated Water with Cooling Tower
- 운전책무 : Continuous Operation on a Base

접수일 : 2007년 1월 26일, 채택확정 : 2007년 2월 10일
김성봉(책임저자) : 한전KPS 기술연구원
E-mail : sbkim2@kps.co.kr Tel 031-710-4393
김인철, 한승우, 전채홍 : 한전KPS 기술연구원

Load Basis and Cyclic Load Variation

- 설치위치 : Indoor

2.2 사고전 운전 내용

- 전기출력 : 0.98 MW
- 증기유량 : 16.3 ton/hr
- 압력 : 95 Kg/cm²
- 온도 : 481℃
- 터빈 Exhaust 온도 : 76.6℃
- 터빈 Exhaust 압력 : -0.79 Kg/cm²

3. 증기터빈 손상 내용

3.1 주요 손상내용 요약

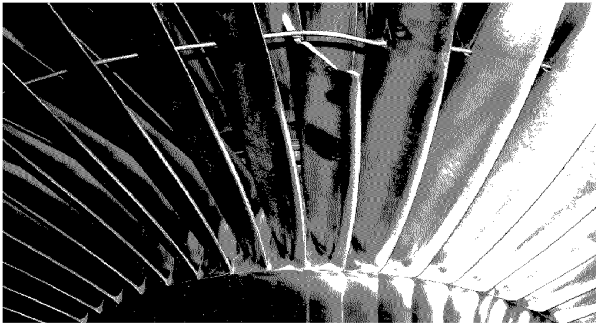


Fig. 1 탈락된 블레이드

- Shaft Vibration(TBN Rear Radial Bearing, Y-axis) High로 Trip됨. (Alarm 83μm, Trip 110 μm)
- 터빈 로타 Last Stage의 동익 1개가 Fig. 1과 같이 탈락되고, 비파괴 MT 결과 동익 3개가 Damping Wire 구멍을 기점으로 균열이 발생됨.
- 탈락된 동익이 회전방향 바로 뒤 동익 상부와 충돌하면서 굽힘 손상이 발생됨.
- 동익 Leading Edge(입구)와 Trailing Edge(출구) 부 오목면은 습분 침식이 발생함.
- 동익 탈락으로 인한 2차 손상은 발견되지 않음.

3.2 손상 위치 및 특성

- 모든 회전익 균열은 Damping Wire Hole에서 1차 Trailing Edge 방향으로 진행 후 2차 Leading Edge 쪽으로 발생함.
- No.43 회전익은 완전 파단이 되어 No.44 회전익 Tip부에 손상을 입히고 탈락됨.(Fig. 2, 3)

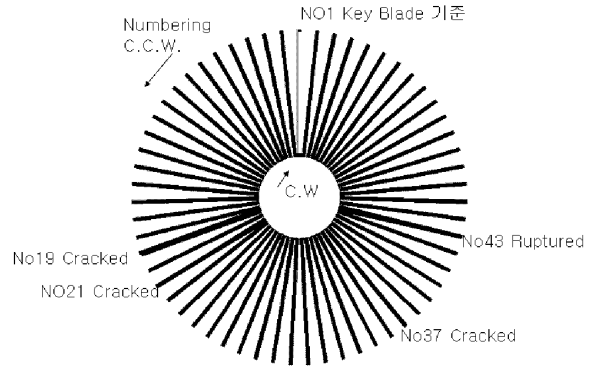


Fig. 2 최종단 회전익 손상 위치

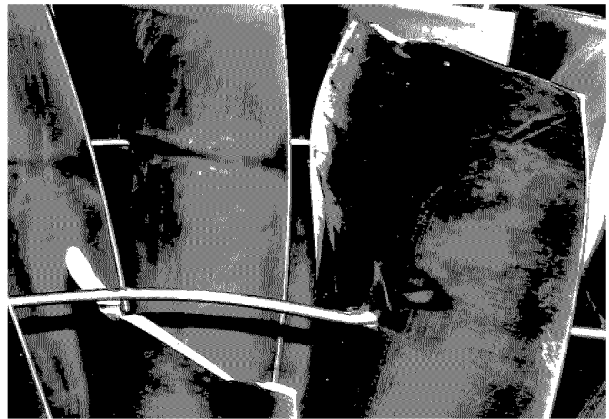


Fig. 3 절손된 블레이드

- No.19, 21, 37 회전익은 MT 결과 균열이 발견됨.(Fig. 4)



Fig. 4 회전익 MT 균열

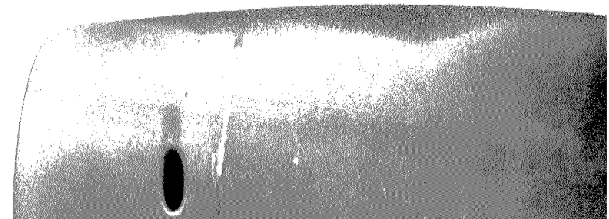


Fig. 5 최종단 회전익 Leading Edge 침식 손상

3.3 사고시 진동 특성

- Shaft Vibration Limit (Units : $\mu\text{mpeak-peak}$)
 - Turbine Front X, Y : Alarm > 84, Trip > 110, No.minal=59
 - Turbine Rear X, Y : Alarm > 84, Trip > 110, No.minal=59
 - Gear Box Pinion Front X, Y : Alarm > 87, Trip > 129, No.minal=46
 - Gear Box Pinion Rear X, Y : Alarm > 87, Trip > 129, No.minal=46
- ※ Sensor Type : NCPU 8mm (7.87V/mm)

- Casing Vibration Limit (Units : mm/s veff)
 - Gear Box Front Hor. : Alarm > 4.5, Trip > 7.1, No.minal=3.2
 - Gear Box Rear Hor. : Alarm > 4.5, Trip > 7.1, No.minal=3.2
 - Generator Front Hor. : Alarm > 7.1, Trip > 11, No.minal=3.5
 - Generator Rear Hor. : Alarm > 7.1, Trip > 11, No.minal=3.5
- ※ Sensor Type : Velomitor (4mV/mms-1)

○ Turbine Bearing 및 Sensor 위치/방향
 Fig. 6은 베어링 및 센스의 설치위치를 나타낸다.

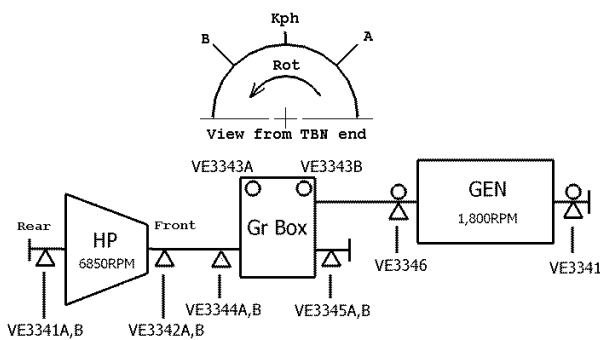


Fig. 6 베어링 및 Sensor 위치 개요도

- Shaft Vibration Sensor : VE3341A,B / VE3342A,B / VE3344A,B / VE3345A,B
- Casing Vibration Sensor : VE3343A / VE3343B / VE3346 / VE3341
- Trip 되기 약 10분 전 거의 전체 신호에서 미세한 진동 Hunting 현상이 나타났던 것으로 보아 그 시간 동안 집중적으로 Blade에 어떤 가 진력이 작용한 것으로 추정된다.

- Trip 되기 전 축진동은 $10\mu\text{m}$ 내외, 케이싱 진동은 $0.28\sim 0.59\text{mm/s}$ 로 전반적으로 양호하였다.
- Trip 당시 TBN Rear 측 B 방향에서 $137\mu\text{m}(1X\ 116\mu\text{m})$ 로 최대 진동값을 나타내었으며 주 진동 주파수는 회전주파수이다. TBN 축진동은 Trip 전 진동값에 비해 전반적으로 7~14배로 진동이 증폭되었으며, Gear Box 축진동도 5~10배로 증폭되었다. Generator 케이싱 진동은 동일 상황에서 최대 2배로 증폭된 것으로 분석된다.
- 최대 진폭은 L-0단 Blade 1개가 탈락되면서 그 Mass Unbalance로 인하여 진동 증폭이 발생하여 전형적인 Blade 탈락에 따른 진동 현상을 보였으며 Last Stage와 가까운 Turbine Rear(VE3342A,B)측 진동값이 모두 진동 Trip치인 $110\mu\text{m}$ 를 초과하여 Trip으로 이어졌다. Trip 이후 시도된 3차례의 기동 및 정지시 상황은 3번 모두 정격회전수에 도달하기 전 $4,806\sim 5,124\text{rpm}$ 에서 Turbine Front(VE3342A)측 진동값이 $110\mu\text{m}$ 에 근접하여 Trip된 것으로 보이며 각 Point의 진동값으로 보아 Trip 이후 손상 상태를 악화시키지는 않았던 것으로 판단된다.

Table 1 블레이드 사고 시 진동값

Sensor Position	Item No.	Trip 5분 전	Trip 시	1차 제기동	2차 제기동	3차 제기동	Units	
		Time	Time	Time	Time	Time		
		03:00:00	03:05:35	04:46:30	05:33:56	10:49:45		
		RPM	6,850	6,854	5,124	4,806	4,835	
TBN Rear	VE3341A	10 (4)	75 (80)	44 (45)	49 (51)	54 (52)	μm Direct (1X)	
TBN Rear	VE3341B	10 (5)	137 (116)	81 (85)	78 (69)	66 (63)		
TBN Front	VE3342A	10 (5)	114 (113)	109 (108)	103 (103)	108 (113)		
TBN Front	VE3342B	10 (5)	98 (79)	52 (51)	49 (49)	50 (49)		
Gr Box Pin. Rear	VE3344A	(8)	(52)	-	-	-		
Gr Box Pin. Rear	VE3344B	(8)	(78)	-	-	-		
Gr Box Pin. Front	VE3345A	(3)	(16)	-	-	-		
Gr Box Pin. Front	VE3345B	(3)	(15)	-	-	-		
Gr Box Rear Hor.	VE3343A	0.28	2.71	3.48	3.1	2.32		mm/s Direct
Gr Box Front Hor.	VE3343B	0.3	2.33	2.04	2.43	1.84		
Gen. Rear	VE3346	0.59	0.87	1.17	0.59	0.78		
Gen. Front	VE3341	0.58	1.07	1.06	0.68	-		

※ Table 1에 나타난 진동값은 System-1 으로부터 Backup된 진동 Data가 Software Version이 맞지 않는 관계로 정밀한 수치 파악이 되지 않았으며, System-1에서 출력(Print Out)된 Plots을 근거로 하여 각 Plot의 Scale에 의존한 진폭 추정치이다.

4. 최종단 손상원인 분석

4.1 손상 위치 및 특성

- Damping wire hole 주변 부식

Damping wire hole 주변 부식은 파단의 시작점이 될 수 있고, 정지 기간 중 상대습도가 60% 이상이면 대기부식의 조건이 되므로 정지 기간 중 부식발생 가능성이 있고, 3-4일 이상 터빈 정지시에는 습분제거기를 운전해야 된다.

- Damping wire

분해시 Damping wire 2곳의 결합부분 중 1곳은 Sleeve 일부 파손되었지만 남아있었고, 180° 반대방향의 Sleeve는 완전 탈락되어 없어졌고, 이 연결부분의 Damping wire는 파손 탈락된 No.43 Blade 쪽으로 밀려나갔으며(Fig. 7) Damping wire 밀려나는 메카니즘은 다음과 같이 2가지로 생각할 수 있다.

첫째, No.43 Blade 파손 탈락 후 No.43 위치에서의 Damping wire 원심력에 의한 No.43 Blade 쪽으로 Tensile stress 발생으로 Damping wire가 밀려오는 경우.

둘째, Damping wire Sleeve가 먼저 탈락되면서 Damping wire와 Blade Hole 사이의 접촉 구간과 마찰 Damping Force변동을 발생함. 이는 제작, 설계 또는 조립 불량 가능성.



Fig. 7 No.43 Damping Wire 마찰부

4.2 파단면 분석

분석용으로 제공된 최종단 회전익은 No.6, 21, 32, 37 4개였다. No.21, 37은 완전 파단되지 않았으나, 균열이 발견된 블레이드이다. 균열은 Tie Wire Hole관통부에서 시작되어 Leading Edge 및 Trailing Edge 양쪽으로 발견되었다. 균열은 직선형태였다. No.21과 No.37 회전익은 파면분석을 위하여 사용하였으며, No.6 회전익은 Tie Wire Hole 부근의 형상 관찰과 미세조직 분석을 위하여 사용하였다.

- 파면의 일반적인 특성

제공된 회전익 중 2개의 균열이 내재된 회전익의 파단면 관찰을 위하여 균열의 위치를 파악하고 (비파괴검사 결과 활용) Leading Edge 및 Trailing Edge 부에서 Ligament를 Grinding Out한 후 인장 시험기로 회전익을 인장시켜 완전 파단에 이르게 하였다. 파단면은 Tie Wire Hole에서 발생된 균열을 따라 진행되었고, 기존에 파단되었던 부분과 시편준비를 위한 인장력에 의하여 파단된 부분이 극명하게 구분되었다. 파단면은 고주기피로(High Cycle Fatigue)의 전형적인 모습을 보여주고 있다.

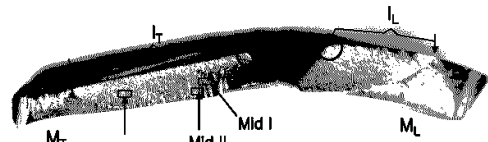


Fig. 8 No.37 회전익 파단면

Fig. 8에서 빨간 동그라미 부분이 각각 균열 발생의 원인점이 되는 부분이고, IL, IT 부분이 피로균열, ML, MT부분이 파면 관찰을 위하여 인위적으로 인장력으로 파단시킨 파면이다. 피로균열전파부분은 원호형태로 보여지고 있다. 피로균열파면은 대체적으로 평탄하였으며, 전체 영역에 걸쳐서 특별한 차이점은 관찰되지 않았다. 파단면 전체에 걸쳐서 녹슨 흔적은 볼 수 없었다. No.21 회전익의 파단면은 Fig. 9와 같이 Trailing Edge 쪽만 피로균열이 발생되었다.

이후 모든 파면사진에서의 균열 전진방향은 TE에서는 우상 → 좌하의 방향이고, LE에서는 좌상 → 우하의 방향이다.

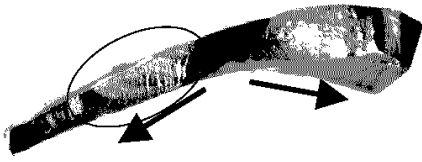


Fig. 9 No.21 파단면 사진

- 검사결과

① 균열 시작점의 위치

균열은 Trailing Edge 및 Leading Edge 쪽 모두 Tie Wire Hole에서 시작되었으며, Tie Wire와의 반복적인 접촉에 의하여 형성된 것으로 판단된다.

No.21의 Origin 부근에 멩그러진 흔적이 관찰되었으나, 직접적인 연관성은 판단 불가능하며, 전반적으로 파면에 균열면 끼리의 마멸흔적이 나타나고 있다. 검사한 파면으로부터 균열시작 시점의 유추는 어렵다.

균열 시작점 부근의 파괴의 양상은 결정립계를 가로지르는 입내파괴(Transgranular Fracture)였다.

② Mid Range 영역의 파면

Mid Range 영역에서의 파면은 결정립 형상이 비교적 뚜렷하게 관찰되는 입계파괴(Intergranular Fracture)였다. 곳곳에 피로균열에서 전형적인 줄무늬(Striation)이 나타나고 있었으며, 결정립계를 따른 2차균열도 관찰되고 있다. 부식피로균열의 전형적인 파면양상이라고 보여지나, 성분분석결과 특이할만한 부식성분은 관찰되지 않았다.

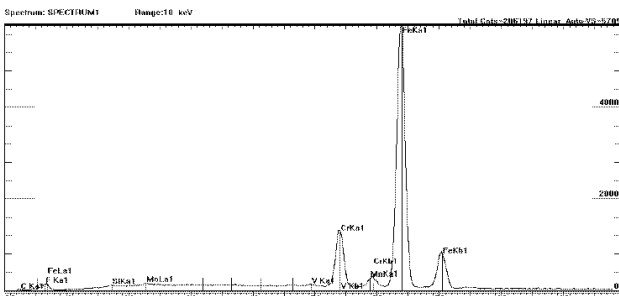


Fig. 10 No.21 파면에서의 EDS 분석결과

③ 피로파면-인장파면 경계

피로파면과 인장파면의 경계부는 극명하게 구분된다. 피로파면의 Mid Range에서 보여주었던 결정립계의 모습이 MoNotonic한 인장파면에서는 관찰되지 않고 있다.

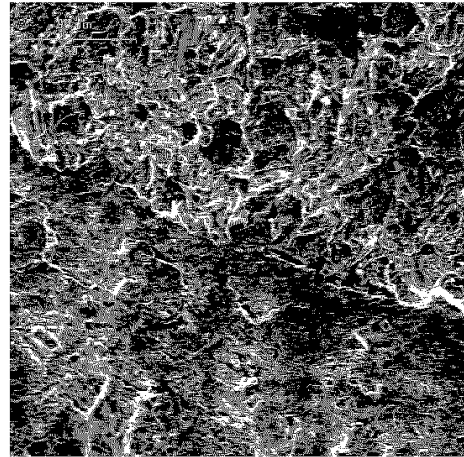


Fig. 11 No.21 TE 경계

- 시편 준비

최종단 회전의 미세조직 분석을 위하여 건전한 회전익인 No.6 회전익의 Tie Wire Hole 부근을 시편 채취하였다. 미세조직 관찰 시험편을 Abrasive Cutter를 사용하여 수냉하면서 조심스럽게 절단하였으며, 회전익의 불룩한 면을 연마하여 미세조직을 관찰하였다.

연마는 No.120 Grit → No.400 Grit → No.800 Grit → No.1200 Grit → No.1500 Grit의 순서로 실시하였으며, 각각 이전 연마방향에 수직인 방향으로 연마하여 이전 연마에서 나타난 연마흔을 제거하는 방법으로 수행하였다.

경면연마를 위하여 다이아몬드 페이스트 6 μ m → 3 μ m → 1 μ m의 순서로 연마한 후 최종적으로 알루미나 슬러리 0.05 μ m를 사용하여 경면연마하였다. 경면연마 후 물 및 알코올로 세척하여 건조시킨 후 연마상태를 관찰하였으며, 미세조직 관찰을 위한 부식은 [HNo.3 : HCl : H2O = 1:2:3]을 사용하였다. 미세조직의 관찰에서 사용된 배율은 X50, X100, X500 이었으며, 각각의 사진에서 가로의 길이는 2mm, 1mm, 200 μ m이다.

- 연마상태

연마상태의 Tie Wire Hole 주변을 관찰하였다. Fig. 12의 좌우가 회전익 길이방향이다. 연마상태 관찰결과 홀 주변에 상당수의 표면 결함이 관찰되었다. 이러한 표면결함의 발생 원인을 명확하게 규명하지는 못하지만, 균열의 발생자리를 제공할 수 있다. 표면결함의 최대 깊이는 약 30 μ m였다.

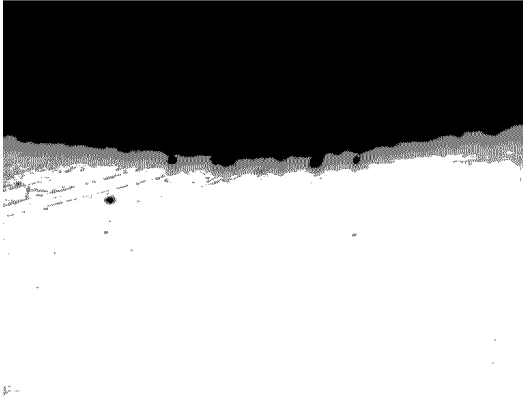


Fig. 12 Hole 주변의 형상

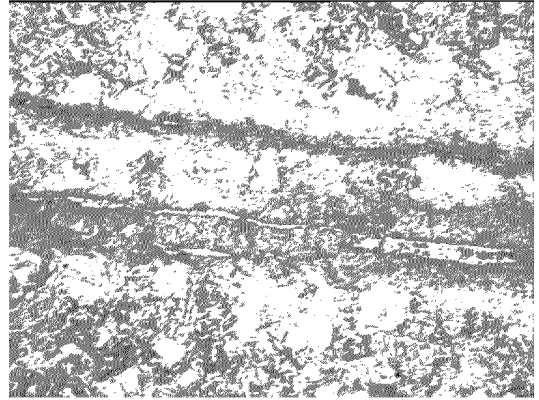


Fig. 15 X100 나열조직

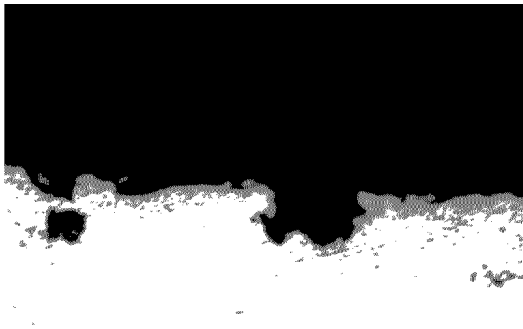


Fig. 13 Hole 주변 확대(X500)

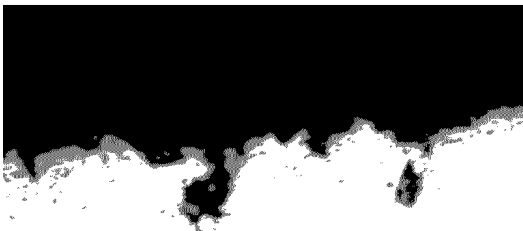


Fig. 14 Hole 주변부 확대 II

- 미세조직 관찰

최종단 회전익의 기본 미세구조는 템퍼드 마르텐사이트 구조이다. 홀 주변을 포함하여 템퍼드 마르텐사이트를 관찰 할 수 있었다. 그러나 회전익의 길이방향으로 길게 나열된 조직들을 관찰 할 수 있었다.(Fig. 15) 이는 단조와 같은 가공의 영향으로 판단된다. 이러한 나열조직은 균열전진방향과 수직으로 나열되어 있으며, 이 조직과 균열전진과의 상관관계를 알기는 어렵다.

4.3 분석 요약

- 최종단 회전익은 템퍼드 마르텐사이트 조직이었으며, 단조와 같은 가공에 의한 것으로 판단되는 회전익 길이방향의 나열조직을 관찰할 수 있었으나, 이와 균열 전파(혹은 시작)과의 상관관계를 알 수는 없었다. 그러나, Tie Wire Hole의 표면을 관찰한 결과 균열전진방향과 동일한 방향으로의 표면결합들을 발견할 수 있었으며, 여기에서 균열이 시작된 것으로 판단된다.

- 균열의 전파 (혹은 시작) 메카니즘은 전형적인 고주기피로(High Cycle Fatigue)로서, 부식분위기에 서의 부식피로라고 할 수 있으며, 회전익의 Hole과 Tie Wire와의 상대적인 강한 진동에 의한 것으로 판단된다. 이러한 주기적인 강한 진동의 원인은 운전이력 및 최종단 회전익의 설계자료로서 판단이 가능할 것으로 보인다.

5. 운전이력 분석 및 최종단 회전익 설계요약

5.1 운전이력

- Total Calendar Hours : 3,566 Hours
- 정지 시간 : 2,578 Hours
- 총 운전 시간 : 988 Hours
- 출력 11.1% 이하 (3.5MW) 운전시간 : 430 Hours (12.1%)

5.2 비정상 운전 요약

- 저 출력 운전 (Low Load Operation)
저 출력 운전 시간에 대한 누계는 Fig. 16과 같다.
- 저 출력(Low Load) 운전 중 저 진공 (Low Vacuum) 운전

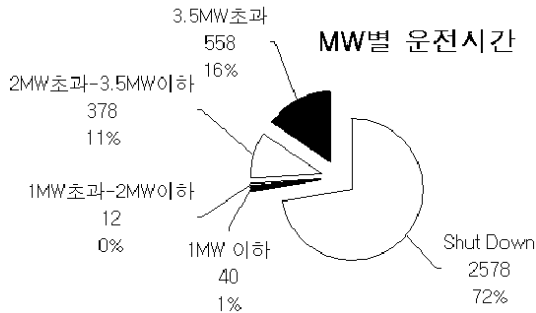


Fig. 16 저 출력 운전시간 (출력 3.5MW 이하)

○ Allowable Pressure at Turbine Exhaust by SIEMENS

70% 이상의 부하에서는 Max 0.388kg/cm²a까지 허용되나, 부하를 70% → 40%로 낮추면 장기간 연속 운전 허용 압력구간은 0.2kg/cm²a까지 떨어진다. 부하를 10%, 3%까지 낮추었을 때는 아래의 예(Limit Values for Low Load Operation)에서 보듯이 더 엄격하게 관리되고 있고, "FOR SHORT TIME OPERATION ONLY"에서 SHORT TIME의 명확한 정의는 되지 않았지만 0.20~0.24kg/cm²a는 짧은 시간 동안만 운전이 허용된 영역(for short time operation only)이다.

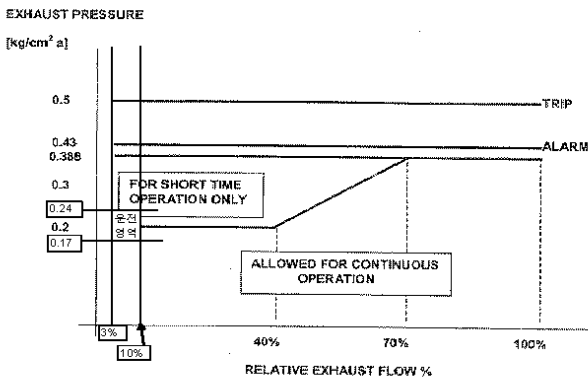


Fig. 17 Allowable Pressure at Turbine Exhaust

터빈 배기온도(Turbine exhaust temperature)

터빈 배기온도(Turbine exhaust temperature)는 10 12MW로 운전 중인 기간은 60℃정도로 안정적이나, 출력을 1MW로 낮춘 이후부터는 65~80℃로 변화(Hood spray system 작동)가 있었지만 경보(Alarm: exh. temp. max permanently 85℃ & for 1 hour max. 85~105℃) 이내의 범위였다.

터빈 배기압력(Turbine exhaust pressure)

터빈 배기압력(Turbine exhaust pressure)은

10 12MW로 운전 중인 기간은 0.787~ 0.812 kg/cm² 범위이고, 출력을 1MW로 낮춘 이후부터는 0.759~ 0.827kg/cm² 정도로 다소 변화되었다. 70% 부하 이상에서는 정상 범위이지만 40% 부하 이하에서는 0.8kg/cm²가 단시간 동안만 운전이 허용된 영역(for short time operation only)과 장기간 운전 허용영역(allowable for continuous operation)의 경계이므로 경계를 넘나들며 운전되었음을 알 수 있다.

○ 터빈 트립(Trip) 5시간 전(前) 배기압력 추이 분석

터빈 트립(Trip) 약 5시간 전 약 1MW로 운전되었고, 이 기간 중 배기압력(Exhaust Press.)은 269min 동안은 장기간 운전허용영역(allowable for continuous operation)에서 운전되었지만, 89min 동안은 짧은시간 동안만 운전이 허용된 영역(for short time operation only)에서 운전되었다.

Table 3 허용 출력별 운전시간

Exhaust Press. (kg/cm ² a)	Operating Hours (min)	Remarks
0.17-0.20	269 min	allowable for continuous operation (장기간 운전허용영역)
0.20-0.24	89 min	for short time operation only (단시간 운전허용영역)
Total	358 min	

5.3 비정상 운전의 영향

저 출력 운전에 의한 최종단 회전익의 Trailing Edge Erosion

① 손상형태

- Trailing Edge Erosion이란 최종단 회전익 Suction Face에서 발견되는 침식 형태의 손상현상임.

- 이 손상은 Discharge Edge에서 발생되고 날개의 밑 부분에 위치하며 때때로 Root Platform의 바로 위에서 시작하여 회전익의 평균직경(M.D)에 이르는 높이까지 진전됨.

- 손상의 시작점은 Trailing Edge로부터 약 7~13mm인 위치에서 시작하여 Discharge Point에서 끝나며 D.P.로 갈수록 손상정도는 심해짐.

② 손상 메카니즘

- Trailing Edge에서의 손상 메카니즘은 습분 알갱이(Moisture Particles)가 최종단 회전의 Root 부근으로 Re-enter하기 때문이다.
- 이 Re-Entry는 증기의 Field Force가 작고 증기의 Working Fluid Recirculation을 저지하기에 불충분할 때만 발생함.
- Recirculation을 허용하는 조건은 증기유량이 상대적으로 적고, 거의 전부가 최종단 환형공간의 외각으로 흐르는 저 출력 혹은 '0' 출력일 때만 존재함. (Fig. 18 참조)
- 이 상황에서는 회전의 내에서 마찰에 의해 열이 생성되고 이 열을 제거 하기 위해 Hood Spray System이 동작하고 Exhaust Hood Structure 에도 상대적으로 다량의 분무수(Atomized Water)가 존재함. (Fig. 19)
- 또한 Exhaust Hood의 구조물의 표면에 Film 형태로 존재하던 습분도 Recirculation 유로에 혼입됨.

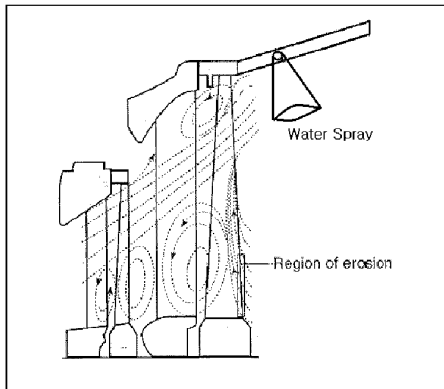


Fig. 18 저출력에서의 유로 Pattern

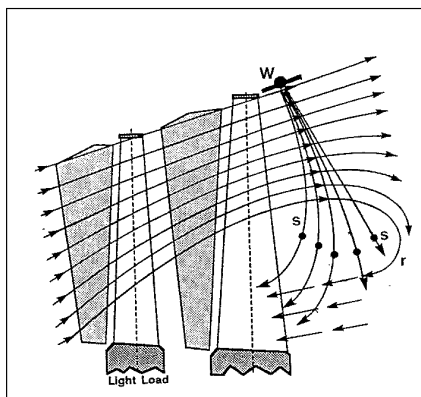


Fig. 19 저출력에서의 유로 (Recirculation)

- Fig. 19에서는 마찰열을 제거하기위해 유입된

Spray Water가 회전의 Root로 Re-enter되면서 회전의 표면에 충격을 주어 침식형의 손상을 야기하는, Exhaust Hood에서의 Recirculation 영향을 도식적으로 보여줌.

- 저 출력 운전 시의 동응력(Dynamic Stress) 설계조건과는 달리 저 출력에서 Fig. 18, 19는 같은 유로로 인하여 설계 값보다 상당히 높은 동응력을 야기한다. 저 출력 운전시 동 응력은 정격 출력에서보다 약 2~4배 정도 높다는 것을 Fig.-21로부터 알 수 있다.

일반적으로 ϕ_{ks} 가 0.06~0.07에서 동응력은 최대 값을 나타낸다.

ϕ_{ks} 가 0.2 부근 일 때 최종단 회전의 Root부에서 Recirculation 현상이 발생 하기 시작한다.

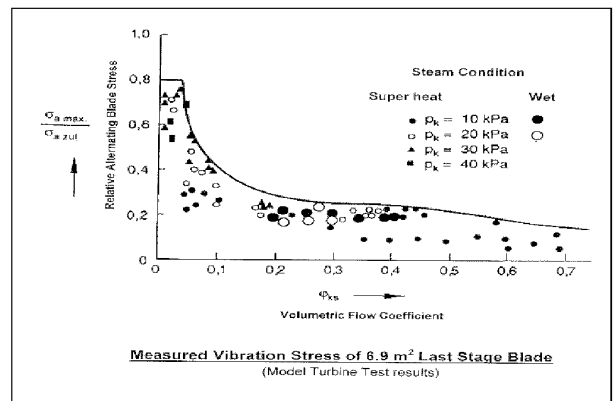


Fig. 20 체적유량계수(ϕ_{ks})와 동(Dynamic)응력 비

회전의 동응력은 체적유량계수($\phi_{ks} = \frac{C_{AX}}{W}$)에 의존한다.

C_{AX} ; 축방향 증기속도

W ; Mean Diameter에서의 원주속도

$\sigma_{a max}$; 최대 동응력

$\sigma_{a zul}$; 허용 동응력

$\phi_{ks} \cong 0.2$; 최종단 회전의이 더 이상 출력을 생산하지 못하고 Ventilation Loss를 극복하도록 구동되지 않는다.

$\phi_{ks} < 0.2$; 불안정한 유동상태에 의한 최종 단에서의 Turbulence로 인하여 동응력이 급증하고 다양한 회전의의 진동모드를 Random Excitation하므로 비정상운전의 정도에 따라 동 응력의 허용값을 초과할 수 있다.

- 저출력 & 저진공 운전

터빈 배압(복수기압력)을 제한하는 이유는 최종단, L-1, L-2의 회전익 피로 손상 및 과열(Overhating)에 의한 배기후드의 손상을 최소화하기 위함이다.

① Aerodynamic Instability에 의한 고주파 피로(HCF)

전 출력범위의 다양한 배기압력 조건에서 여러가지의 회전익의 설계에 대한 날개의 응답을 측정하기위해 광범위한 시험이 발전소 현장에서 수행되었다. 특별히 저출력에서 권고된 배기압력 보다 더 높은 배기압력으로 지속(Sustained) 운전될 경우 회전익은 고주파(HCF)피로 균열 혹은 파손의 확률을 증가시키는 응답을 야기한다는 것을 이 시험으로부터 알게 되었다.

② Windage Effect에 의한 과열(Overheating)

저 진공에 의한 증기 밀도의 증가와 결과적인 Windage Effect는 회전익을 과열하며 다음과 같은 징후를 야기하였다.

- 날개의 열적 팽창 및 마찰.
- 변경된 진동모드로부터 유도된 피로에 의한 균열.
- 과열은 날개의 고유주파수 특성에 영향을 주고 날개손상의 원인이 됨.
- 본 발전소의 경우 변색은 되지 않았음. Hood Spray의 위치와 과도한 유량 때문인 것으로 추정됨.

③ Random Excitation(저출력 & 저진공 운전)에 의한 동응력

Random Excitation에 의한 동 응력의 크기에 대한 전형적인 추세 Fig. 21과 같고 날개에 가해진 최대 동응력은 부하가 감소하고 배압이 증가함에 따라 상당히 증가하고 있음을 보여준다. Fig. 21에 의하면, 배기압력 0.3bara에서 40N/mm²이 허용 동응력임을 알 수 있다.

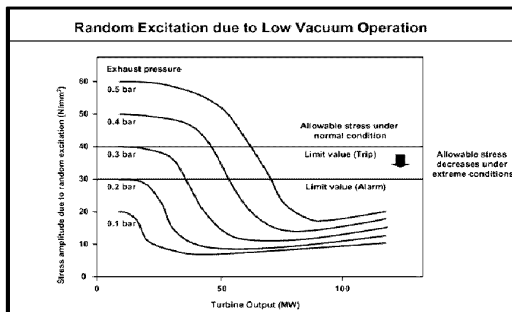


Fig. 21 터빈출력에 대한 배기압력 별 동응력의 크기

○ 저출력 운전의 영향으로 회전익의 Trailing Edge가 침식되어 두께가 얇아질 수 있고, 저 출력 운전시 동 응력은 정격 출력에서보다 약 2~4배 정도 높고, 저출력 저 진공 운전이 되면 저 진공에 의한 증기 밀도의 증가와 결과적인 Windage Effect는 회전익을 과열되고, 날개에 가해진 최대 동응력은 부하가 감소하고 배압이 증가함에 따라 상당히 증가하고, 회전익은 고주파(HCF)피로 균열 혹은 파손의 확률을 증가시킨다.

6. 회전익에 가해진 응력과 피로기여도 검토

6.1 최종단 회전익 설계요약

- 최종단 회전익 설계 고려사항

- 최종단 회전익의 동응력을 예상한다는 것은 증기의 정적 굽힘 응력이나 원심 응력을 예상하는 것보다 훨씬 어렵고, 복잡하고, 미묘함.
- 피로로부터 보호하기 위해 설계는 재료 물성과 제작과정의 다양성

그리고 운전 조건의 다변성을 고려해야만함.

이러한 이유 때문에 확률론적 개념이 회전익의 설계과정에 도입됨.

- 설계기준

허용응력을 결정할 때에는 습증기, Water Droplets 및 응력부식과 부식피로 발생 가능성 존재함을 포함하여 모든 환경적 조건을 고려하였다.

- Blade 공진에 대한 검토

우선 Blade 탈락의 원인은 외부 불순물 유입 및 타격에 의한 가능성은 탈락된 Blade가 Last Stage 이므로 거의 없다고 보며, 결국 피로에 따른 파손 가능성이 가장 크다고 추정할 수 있다. 모든 Turbine Blade는 수많은 고유주파수를 가지는데 운전 중 이 고유주파수와 가진주파수인 회전주파수 및 그 Harmonic 성분(1X, 2X, 3X ……)이 서로 만나 공진(Resonance)이 발생하지 않도록 설계하는 것이 원칙이다.

Campbell Diagram은 단순히 Diagram상의 선이 서로 겹치지 않도록 하는 것이 아니라 일정한 공진 영향권이 형성되는데, 주로 제작사들은 Blade에 적용할 주파수 허용오차를 찾기 위해 조금은 다른 개념을 채용하며 대부분 주파수 Band를 ±%로 정하게

나 \pm cps로 정하며, 다행히도 정해진 허용오차 적용 시 그 크기에서 어떤 편차가 존재하므로 유사한 결과를 가져온다. 어떤 경우든 이들 허용오차는 Campbell Diagram에 나타난다.

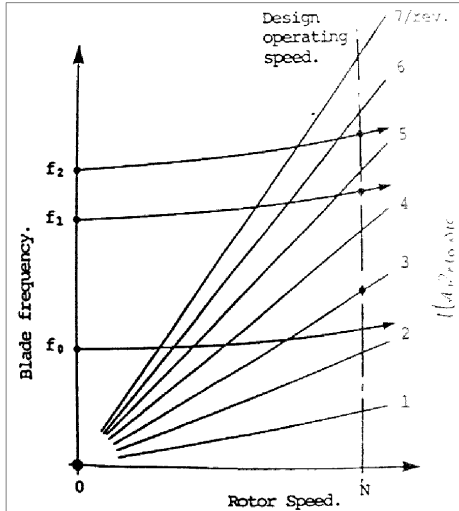


Fig. 22 Campbell Diagram의 예

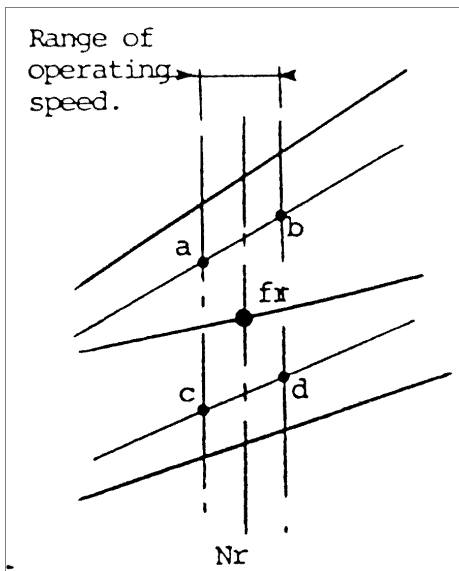


Fig. 23 Diagram 확대 (안전영역)

허용오차 구간의 Specification은 일반적으로 계산에 의한 첫 번째 Tangential Mode에 따라 제작사에 의해 선택된다.

Campbell Diagram(Fig.22)의 예에서 1차 고유주파수인 f_0 가 2배수 및 3배수 사이에 2배수 허용오차의 상한주파수와 3배수 허용오차의 하한주파수가 놓이고 Blade가 제작될 작은 수직범위가 있다.

이 Blade는 2배수나 3배수에 의해 가진될 염려가

없는 운전영역에 놓이게 된다. 또한 이 Diagram이 보여주는 것은 터빈이 안전한 상태로 운전되도록 제작사가 부여한 운전속도 범위이다. Fig. 23에서 \pm Δ N의 "abcd"로 정해진 속도변화 구간은 운전 중 안전영역에 해당되는 Blade 운전주파수이다.

아래에 또 다른 예(Fig. 24)가 있는데 이는 가진 주파수인 3배와 4배 회전주파수 Line 사이에서 3배 주파수 5% 상한값과 4배 주파수 5% 하한값의 범위가 수직 안전범위이고 Off-Frequency Limit를 1%(*GE계열 40" Stage L-0의 예)로 할 때 회전수(N)의 좌·우 1% 영역인 $N*0.99 \sim N*1.01$ 이 수평 안전범위이며 이들이 만드는 마름모꼴 영역이 안전영역이 되는 것이다.

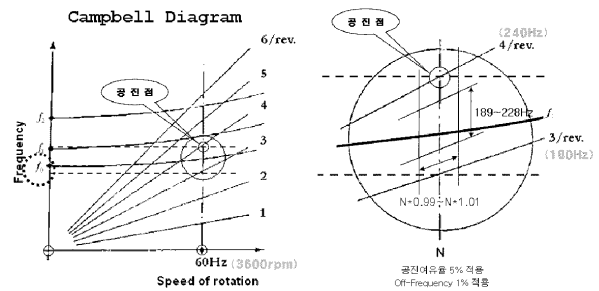


Fig. 24 공진회피영역의 또다른 예

Fig. 25는 Last Blade의 공진 주파수에 대한 이격 Margin이 15%로 이는 공진 주파수로 블레이드가 파손될 가능성이 낮은 안정된 설계값이다.

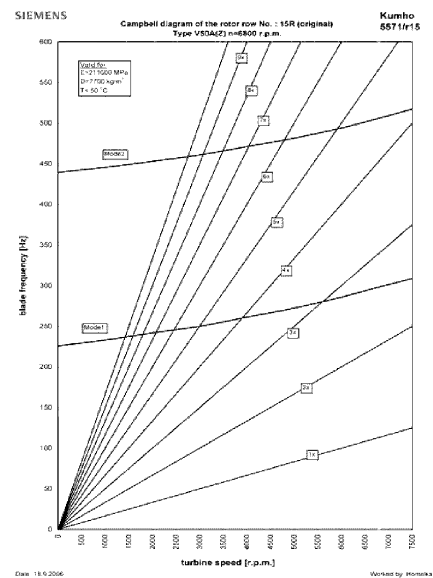


Fig. 25 Last Blade Campbell 선도

블레이드 허용응력은 정상출력에서 25Mpa, 1MW 저출력에서 63Mpa이다. 블레이드 안전응력 판단기준인 Goodman Safety Factor기준으로 이 블레이드를 보면 1.5~2.0값에 분포하므로 전 운전 조건에 안전하게 사용 할 수 있다.

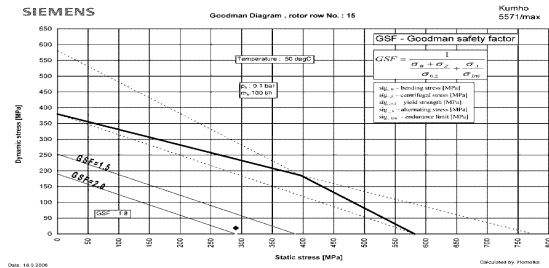


Fig. 26 정상 출력 Goodman 선도

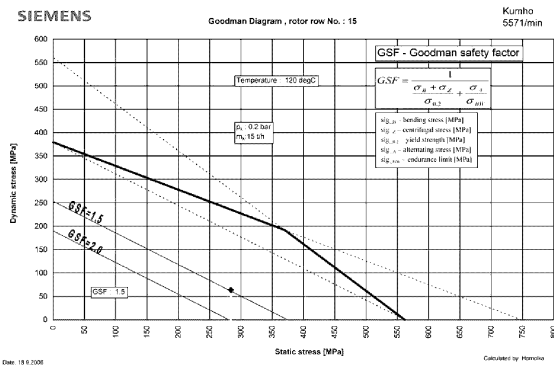


Fig. 27 저부하 Goodman 선도

7. 결 론

터빈 로타에서 고진동 원인은 최종단 회전익의 파단,비산으로 강력한 Unbalance가 발생한 것으로 판단되고, 블레이드의 Damping Hole에서 균열이 시작되었다. 균열의 진전 메카니즘은 전형적인 고주파피로(High Cycle Fatigue)이며 균열이 성장하여 임계크기(Critical Size)에 도달했을 때 남아 있는 건전부위는 원심력에 의해 더욱 감소되고 일시에 파단 되었다. Damping Wire 절손은 블레이드 공진 주파수에 끼친 영향이 사고 원인을 규명하는 큰 변수이다.

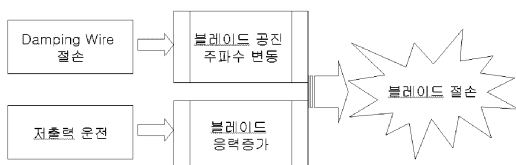


Fig. 29 블레이드 손상 개념도

고주파피로(HCF)의 원인인 Vibratory Loading은 Airfoil 균열을 야기하고 결국 1개의 최종단 회전익을 파단, 비산이 되도록 한다. 회전익 파편과 충돌이 아닌 독립적으로 나머지 3개의 회전익에서도 비파괴 검사결과 균열이 발생되었다. 피로한계를 초과하여 운전 중 Micro_Mechanical Distortion의 누적으로 균열이 시작되고 균열이 성장하기 위해서는 최소한의 시간이 필요하며 경보치와 정지치 사이에서 운전 중 균열이 시작되는데 필요한 시간은 정의 내리기 힘들지만 1MW 이하 40시간 운전은 균열의 가능성이 있다고 평가된다. Striation Counting은 균열진전이 짧은 누적시간에 일어났음을 시사하고 있고, 허용할 수 없는 운전형태에서만 야기되는 극도의 고응력 발생을 입증하고 있다. 어떤 복수기 압력 이상에서의 여기(Excitation)는 날개에서 쉽게 균열이 발생되도록 하는 양의 피로를 유발한다. 허용한계를 초과한 복수기 압력에 대해 여기(Excitation) 정도에 있어서 두 가지 종류의 비선형 거동을 인지해야만 한다.

- ① 일단 응력이 피로한계를 초과하면 응력진폭이 조금 증가해도 균열의 시작까지의 Cycle 수가 Over_Linear하게 감소된다.
- ② Fluid Flow로 부터의 비선형은 복수기압의 증가에 따라 응력진폭을 격렬하게 증가시킴. 이와 같은 효과를 Transition to Stall Flutter라 한다.

결과적으로 복수기 압력의 제한을 준수하는 것이 대단히 중요하고 금번 사고시 복수기 운전 압력과 온도는 허용 운전 범위 근처에 있으므로 Transition to Stall Flutter의 영향과 Damping Wire가 먼저 절손되어 공진 주파수 마진이 작아져서 이와 같은 최종단 회전익 파단이 발생하였다.

참고 문헌

1. 한전기공 김성봉 한승우 황재곤, 블레이드 응력과 진동 해석
2. 전력연구원 김계연, 브라질 TemoNo.rte 발전소 증기터빈 손상 원인분석 보고서 p.35
3. 양보석, 회전기계의 진동 p.73
4. Siemens, STG Service Instruction
5. William, Turbine Steam Path Maintenance & Repair p.522