

# 대용량 고속전동기의 제작

## < 6P-500HP, 2P-4500HP 외 >

피재년\* · 홍성일\*\* · 박태용\*\*\*

(\*이천전기공업회 전기설계부장,  
\*\*동 중앙연구소 회전기연구실장,  
\*\*\*동 회전기설비실 과장)

### 1. 서 론

현재 우리나라의 중전기기는 많은 기종이 국산화되고 있다. 그러나 일부 제품은 국산화율이 저조하고 선진국의 기술 종속 관계로 인해 기반기술이 약할 뿐 아니라 미약한 단계였으나 1980년대 들어와서 국내정책이 공업구조의 고도화와 종합적인 산업경쟁력의 도모를 위해 힘쓴 결과 전동기, 변압기 등 범용 중전기기는 수출 상품으로서도 어느 정도의 경쟁력을 보유하였다고 보여진다.

그러나 전동기의 경우는 소용량 표준품이 주를 이루어 왔으며 대용량, 고속기의 경우는 국내 기반 기술의 취약으로 선진 외국 MAKER들의 기술종속 관계를 벗어나지 못했음은 부인할 수 없는 사실이었다.

당사는 1938년 10월 창립된 이후 50여년간 중전기 기 제품만 생산하여 왔으며, 특히 지난 80년초부터 국내 정책에 발맞추어 전동기 도입 기술의 소화 정착을 촉진 시키기 위해 부단히 노력한 결과 금번 국내 최대 용량인 6P-5000HP과 2P-4500HP, 2P-3500HP 등 11대 대용량 고속 전동기를 제작하는데 성공하였다.

이는 지난해 일본 TORISHIMA사로부터 수주한 POSCO열병합 발전설비용 BOILER FEED WATER PUMP용 2P-3050KW (2대)를 성공적으로 제작한 것과 같이 기술력과 오랜 기간 축적된 KNOW HOW

의 결과라 하겠으며 이와 같이 대용량 고속기의 다량 수주는 중전기 업계의 기술 LEVEL 를 한단계 높인 결과, 기술력의 뒷받침과 합리적인 설계 및 제작에 의한 가격 경쟁력으로 미국, 일본의 우수한 MAKER와의 경합에서 수주하게 된 것이다.

그럼 여기서 대용량, 고속기의 설계시 주의사항 및 제작과정을 소개하고자 한다.

### 2. 설 계

제조설계전에 설계 검토 단계에서 부터 주문주의 사양을 검토하여 여타 기종과의 차이점과 난이도를 파악하여 제조 및 ATAFF 부서와 작업방법, 주요작업 부위의 설비선정, 설비의 가공정도, 작업자의 기능, 외주범위 각 부서의 업무분담과 지원범위 등을 협의후 설계를 하였으며 설계시 아래 사항에 대해 주안점을 가지고 설계하였다.

#### 2.1 원심력에 대한 기계적, 열적 강성 보강

5000HP-6P, 4500HP-2P 등 대용량, 고속전동기는 회전시 원심력을 극소화하기 위해 ROTOR외경을 최소화 하더라도 ROTOR의 원주속도가 거의 100m/sec 정도이므로 정격속도로 운전시 발생하는 원심력의 기계적 강도보강은 절대적이다.

그러면 대용량, 고속전동기의 설계시 원심력에 대

한 내력의 검토 부위를 열거해 보면 다음과 같다.

2.1.1 ROTOR CORE의 TEETH부 기계적 강도

일반 MOTOR는 통상 SLOT의 형상을 작사각형 TYPE으로 제작하나 이 경우는 회전시 권선의 원심력에 의해 지지부인 TEETH부의 TIP이 전달될 수 있으므로 원심력이 크게 작용하는 대용량이나 고속기는 마름모꼴의 SLOT를 채용하여 ROTOR BAR를 마름모형상(통상 삼각바라 칭한다)으로 제작하므로 원심력이 TEETH저면에 인장으로 작용하도록 하는 것이 좋다.

아래 그림 1, 2는 일반 ROTOR 철심과 대용량, 고속기용 ROTOR 철심의 형상이다.

2.1.2 ROTOR BAR와 ENDRING의 기계적 강성

기동 및 운전시 ROTOR BAR와 ENDRING의 온도상승 및 원심력에 의한 원주방향으로의 팽창에 의해 기동 혹은 운전시 이완될 수 있으므로 강성을 보장하지 않으면 안된다.

이를 위해 폐사에서는 그동안의 최근 활용하고 있

는 유한 요소법에 의해 기동 및 운전시 ROTOR BAR의 온도와 ENDRING의 온도, 기계내의 온도 분포등을 분석한 DATA에 의해 EXPANSION(팽창)량을 검토하여 충분히 내력을 갖을 수 있도록 하였다.

또, 기동 회전력이 많이 요구될 때에만 비교적 고저항의 합금바 혹은 알루미늄을 사용하나 폐사에서는 금변과 같이 원심력에 대한 기계적 강성의 보강이 필요한 대용량, 고속기는 특히 기계적 강도가 높은 특수바를 사용하고 있다.

2.1.3 내부 FAN의 FAN BOSS에 작용하는 원심력과 열응력에 의한 열팽창

이는 전동기가 운전시 기계 내부의 온도 상승과 FAN BOSS자신의 중량에 의한 원심력에 의해 원주방향으로 EXPANSION(팽창)이 일어나므로 운전시 온도 상승과 원심력에 의한 팽창량을 검토하여 운전시 충분한 쥘새를 유지 하도록 하여야 한다.

2.1.4 BALANCE WEIGHT 취부 BOLT의 강성

MOTOR의 경우 회전자 철심은 구조강판을 한장 한장 쌓아서 제작하게 되므로 소재제작시 제조 과정에서 나타나는 THICKNESS의 종, 횡 방향의 산포가 있으므로 철심의 내, 외경 타발시 이 두께의 산포가 철심의, 적층후 가능한 등분포적으로 분산되어 ROTOR의 UNBALANCE량이 최소가 되도록 관리를 철저히 하여야 한다. 만약 이 작업을 실패한다면 원주상의 한부위로 편중된 두께의 중량분이 UNBALANCE로 나타나게 되며 이 경우는 ROTOR 제작후 BALANCE작업은 물론 큰 진동의 발생으로 곤란한 지경에 도달하게 된다. 또 ROTOR BAR를 철심 SLOT에 삽입 작업시 삽입 길이의 관리 또한 중요한 관리 항목의 하나이다.

위와 같은 관점을 가지고철심 타발 및 적층시 관리, BAR 및 ENDRING조립 정도등의 관리를 철저히 하였을 경우 폐사의 경험에 의하면 통상 2P-3000 KW급 에서의 완전 조립한 ROTOR의 최소 UNBALANCE량은 200g-300g 정도였다.

이는 결국 원주상 반대 방향의 위치에 WEIGHT를 취부하게 되는데 BALANCE WEIGHT의 중량과 이 취부 BOLT의 강도를 충분히 검토하여야 하며 통상 M10 BOLT(4T 기준)는 60-70g(취부  $\phi=350$

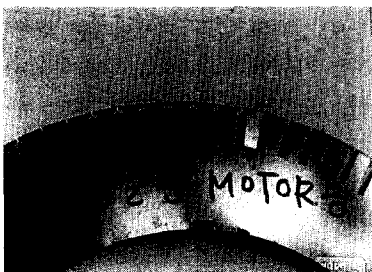


그림 1. 일반 MOTOR의 ROTOR 철심

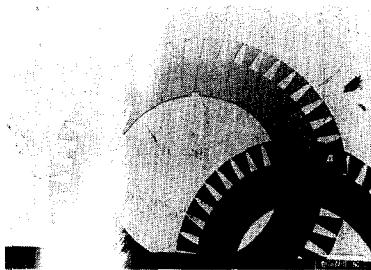


그림 2. 대용량 고속기의 ROTOR의 철심(2P-4500HP)

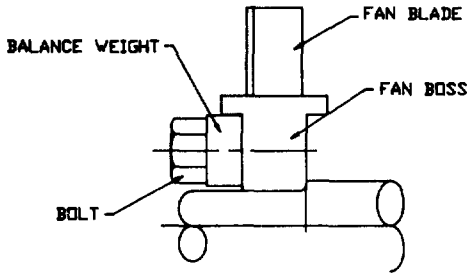


그림 3. BALANCE WEIGHT를 취부한 모양

mm일때)정도밖에 되지 않으므로 200g-300g의 WEIGHT를 취부하기 위해서는 BOLT의 힘만으로는 불가능하므로 구조적으로 내력을 가지도록 아래 그림 3과 같이 설계하는 것이 좋으며 반드시 BOLT의 풀림에 대해서 적절한 조치를 취하여야 한다.

### 2.1.5 ROTOR의 내측 간격편(SPACER)과 ROTOR

#### 철심의 용접 강성의 검토

대용량, 고속기는 가능한 ROTOR의 온도와 STATOR COIL의 온도를 균일하게 하는 것이(즉 HOT POINT가 나타나지 않도록)좋으므로 STATOR나 ROTOR의 내측에 AIR DUCT를 설치하는데 이 AIR DUCT는 SLOT수와 동수의 SPACER를 넣는다.

이때 이 SPACER를 ROTOR 혹은 STATOR의 철심과 SPOT WELDING을 하게 되는데 대용량, 고속기의 경우는 회전자 SPACER자신의 무게에 의한 원심력을 받게되므로 SPOT WELDING 1점당 강도를 검토하여 충분한 내력을 갖도록 제작을 하지 않으면 안된다.

### 2.1.6 회전자 철심과 축의 TOLERANCE

전동기는 운전중 발생한 열에 의해 철심이 팽창(EXPANSION)되며 또 철심 자신의 중량에 따른 원심력에 의한 원주방향으로 팽창된다. 그러므로 이 온도 상승분과 원심력분을 충분히 운전조건에서 검토하여 축과 ROTOR CORE의 TOLERANCE를 산정하여 운전시에도 적절한 쥘새가 유지 되도록 산정하여야 한다.

만약 이 TOLERANCE가 부적합할 경우는 회전자와 동기의 불안정한 진동이 발생하게 된다.

이상과 같은 내용들과 같이 회전체 고정부의 각 부위에 대한 기계적인 강성이 불충분시에는 원심력에 의해 부품의 이탈, 변형 등으로 인해 진동이 발생될 뿐 아니라 중대 사고로 전이될 수 있으므로 설계시 충분히 검토하여야 한다.

## 2.2 COOLING

전동기는 다른 원동기에 비해서 효율이 좋을뿐 아니라 전동력의 집중 발생 및 배분작업이 용이하므로 각 산업계에서 신뢰성 높은 원동기로 가장 많이 사용되고 있으며 또 근간에는 다른 전기 기계에서와 마찬가지로 고속화 대용량화 및 소형 경량화의 경향이 더욱 현저하게 나타나는데 이는 내열성이 우수한 절연재료의 개발에 의한 것이라 할 수 있으며 또한 각 부분에 일어나는 온도 상승을 허용치 이하로 제한할 수 있는 냉각기술 해석 방법의 발달에 있다고 하겠다.

그러므로 전동기의 중량, 무게 등은 전자기적 특성 및 재료의 기계적 강도에 따라 차이가 있으나 근본적인 것은 온도 상승을 제한하는 기술 여하에 따라 승, 패가 좌우된다고 할 수 있다.

이와 같은 견해에 따라 폐사에서는 일정 용량 이상인 경우는 가능한 수냉식으로 유도하고 있으며 급변 대용량, 고속기도 모두 수냉식으로 제작하였다. 수냉식으로 제작시의 장점에 대해서 알아보면 아래와 같다.

첫째 : 냉각 효과가 일반 공냉식보다 월등히 우수하므로 경량화가 가능하며 설치 SPACE도 좁아진다.

둘째 : COOLING FAN이 없으므로 소음을 낮출 수 있다. (극수에 따라 차이는 있으나 약 3000mm 급에서는 약 85dB(A)정도까지는 가능하다.)

셋째 : COOLING FAN의 축동력이 필요없으므로 전동기의 효율이 높아진다.

넷째 : 외관이 미려하고 MAINTENANCE가 간편하다.

또 2POLE고속기인 경우는 운전시 ROTOR의 온도가 높을 경우 열응력(THERMAL STRESS)에 대한 팽창과 축 자체 강성의 이방성 등에 의해 회전자와 동기의 진동이 발생하므로 ROTOR의 온도를 가

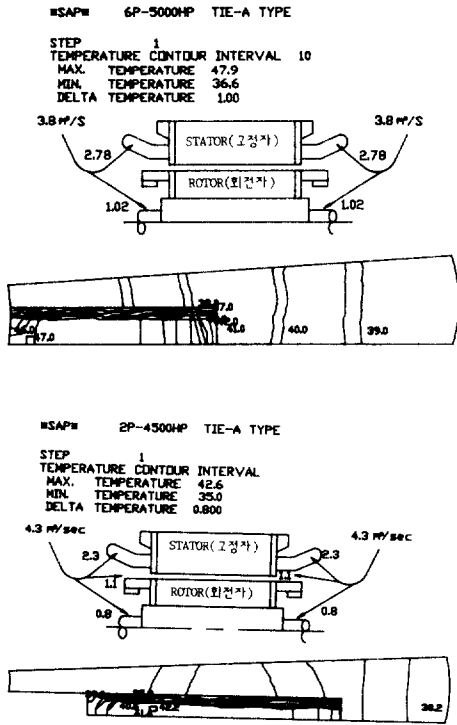


그림 4. MOTOR 내부의 풍량 및 STATOR부 온도 상승(6P-5000HP, 2P-4500HP)

능한 균일하게 하고 일정온도 이하로 제한할 필요가 있다.

폐사에서는 기계 내부의 각 부분을 흐르는 풍량에 대해서 통풍유로의 형상 변화와 손실압력, 통풍저항, 내부 FAN과 회전자의 통풍작용등에 의한 풍량 및 풍압 특성으로부터 통풍등가 회로망을 구성하여 계산에 의해 각부의 열저항 회로망에 통풍등가 회로망으로 일어난 각부의 통풍량 및 각부분의 발열량과 열용량을 알 수 있는 해석 PROGRAM에 의한 해석으로 충분히 검토하였다.

그림 4는 열해석 PROGRAM에 의해 계산한 6P-5000HP 및 2P-4500HP의 결과이다.

### 2.3 SHAFT의 CRITICAL SPEED & VIBRATION AMPLITUDES CHECK

기계를 구성하는 탄성체의 부품을 HAMMER등으로 충격을 가하여 진동의 진폭과 주파수를 측정한다 후 다시 HAMMER의 충격력을 변화시켜 진동의 진

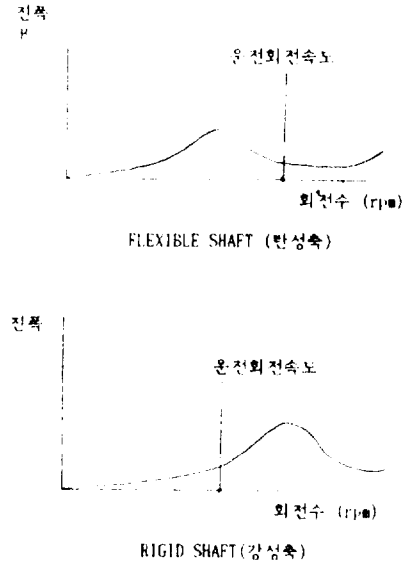


그림 5. FLEXIBLE SHAFT와 RIGID SHAFT의 비교

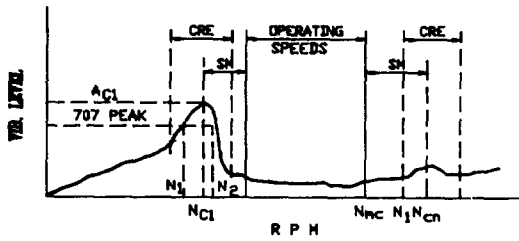
폭과 주파수를 측정 비교해 보면 진폭은 변화하지만 주파수는 변화하지 않는데 이 주파수를 이 탄성체의 고유진동수라 한다.

축의 고유진동수와 축의 굽힘 또는 비틀림등의 진동이 공진할때의 축 회전속도를 위험속도(CRITICAL SPEED)라 하며 일반적인 MOTOR의 경우는 정격 운전속도 보다 위험 속도가 높다. 이때의 SHAFT를 RIGID SHAFT(강성축)라 하고 통상 대용량 고속기는 위험 속도가 정격회전 속도보다 낮으며 이때의 축을 FLEXIBLE SHAFT(탄성축)라 한다.

이 강성축과 탄성축을 GRAPH로 표시하면 그림 5와 같다.

이 CRITICAL SPEED(위험속도)는 통상 문헌상에는 정격 운전속도의  $\pm 20\%$ 를 벗어나도록 규정하고 있으나 현재는 해석기법등의 발달로 인해 CRITICAL SPEED와 운전회전 속도의 차보다 AMPLIFICATION FACTOR(공진 배율)이 더욱 중요한 요소로 생각된다.

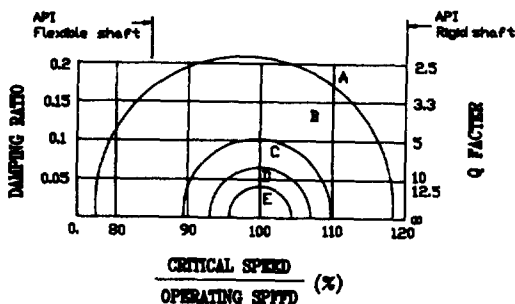
전항에서 설명한 바와 같이 2 POLE의 경우는 원심력을 최소화 하기 위해 ROTOR외경을 작게 하여야 하며 이때 필연적으로 ROTOR 내경도 작아지게 되므로 2 POLE, 4 POLE대용량 전동기는 FLEXIBLE SHAFT(탄성축)일 가능성이 높다. 그러므로



- $N_1$  = ROTOR 1ST CRITICAL CENTER FREQUENCY
- $N_{C1}$  = CYCLES PER MINUTE
- $N_c$  = CRITICAL SPEED
- $N_{TC}$  = TRIP SPEED
- $N_{MC}$  = MAXIMUM CONTINUOUS SPEED 100 PERCENT
- $N_2$  = INITIAL LESSER SPEED AT  $707 \times$  PEAK AMPLITUDE (CRITICAL)
- $N_2$  = FINAL GREATER SPEED AT  $707 \times$  PEAK AMPLITUDE (CRITICAL)
- $N_{1/2}$  = PEAK WIDTH AT THE "HALF-POWER" POINT
- $A_F$  = AMPLIFICATION FACTOR
  - $\frac{N_{C1}}{N_2 - N_1}$
- $SE$  = SEPARATION MARGIN
- $CRE$  = CRITICAL RESPONSE ENVELOPE
- $A_{C1}$  = AMPLITUDE @  $N_{C1}$
- $A_{Nc}$  = AMPLITUDE @  $N_{nc}$

NOTE : CURVE SHAPE IS FOR ILLUSTRATION ONLY AND DOES NOT NECESSARILY REPRESENT ANY ACTUAL ROTOR RESPONSE PLOT.

그림 6. ROTOR RESPONSE PLOT(API STANDARD)



- A : CAN NOT BE FOUND
- B : LOW SENSITIVE
- C : MODERATELY SENSITIVE
- D : HIGHLY SENSITIVE (NEED FIELD BALANCING)
- E : VERY HIGHLY SENSITIVE (MUST BE AVOID)

그림 7. 감쇠를 이용한 위험속도 회피 기준(API STANDARD)

아래 사항에 대해 충분한 검토가 이루어져야 한다.

첫째 : SLEEVE BEARING 일 경우는 OIL FILM(유막)의 동특성(감쇠)을 고려한 감쇠 위험 속도를 구하여 이것이 탄성 회전체의 경우 운전회전 속도의 -20%를 벗어나도록 하는 것이 좋다. 이는 운전 회전수와 축계의 위험 속도가 근접하여 공진을 일으키는 것을 피하도록 하기 위한 것이다.

DRAWING NO : P-3313 4111 (2P-4500HP)  
ZERO TO PEAK VIBRATION AMPLITUDES OCCURD VERSUS SPEED RPM

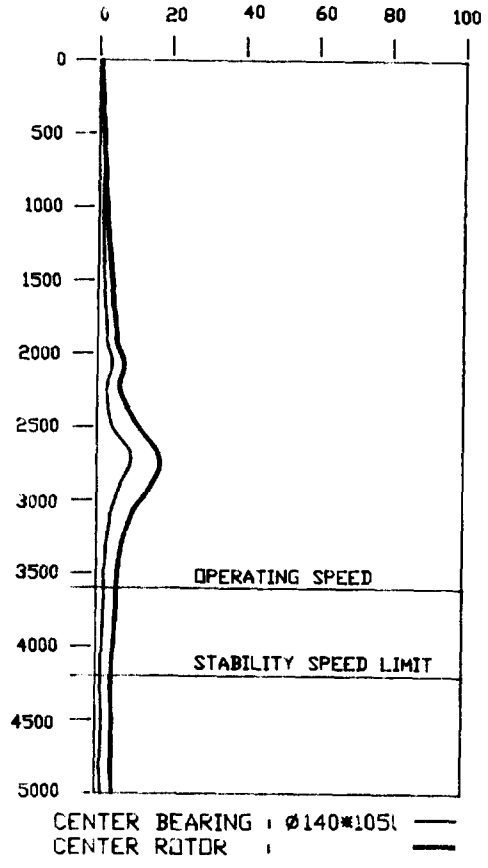


그림 8. 2P-4500HP MOTOR의 RESPONSE PLOT

둘째 : AMPLIFICATION FACTOR(공진 배율)은 위험 속도를 통과시에 8이하로 하도록 미국 석유회회(API:America petroleum Institute)규격에 규정하고 있으며(통상 5 이하로 하는것이 바람직하다)이는 기동 및 정지시에 있어서 위험 속도를 통과할때에 진동의 진폭을 제한한 것이다. 1979년 이규격이 개정되기 전에는 감쇠를 무시한 비감쇠 고유진동수를 이용하여 공진 회피 기준을 정하였으나 개정 후에는 감쇠 고유진동수 및 공진 배율을 도입하였으며 현재 이것이 널리 활용되고 있다.

그림 6,7은 API STANDARD의 ROTOR RESPONSE PLOT 및 감쇠를 고려한 위험속도 회피 기준이다.

그림 8은 폐사에서 금번 제작한 2P-4500HP의 RESPONSE PLOT이다.

## 2.4 BALANCE

최근에는 DYNAMIC BALANCE MACHINE의 정도가 향상되어 일반 MOTOR 즉 RIGID SHAFT(강성축)인 경우에는 이 DYNAMIC BALANCE MACHINE에서 잔류 UNBALANCE량을 최소화 시킨다면 진동이 통상 문제가 되지 않으나 2 POLE 대용량은 대부분 FLEXIBLE SHAFT(탄성축)이므로 ROTOR의 온도 상승에 따른 THERMAL STRESS, 축강성의 이방성 등 때문에 무부하시에는 진동이 문제되지 않지만 진동 CHECK가 필수적이며 또한 필요시는 FLELD BALANCE작업을 실시하여야 한다. 설계단계에서 FIELD BALANCE시 BALANCE WELGHT의 취부위치 또한 고려하여야 한다.

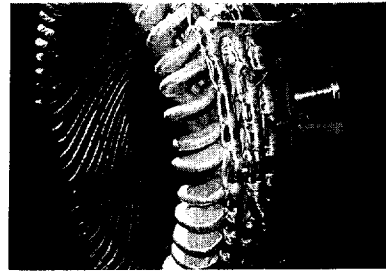


그림 9. COIL END 지지 형상

## 2.5 NOISE LEVEL

산업사회의 발달로 주변의 소음공해가 대두되고 있는 현 상황에서 사용자로부터 저 소음의 요구는 날로 그 LEVEL이 낮아지고 있다. 그러나 대용량화, 고속화에 따라 전동기에서 발생하는 소음의 LEVEL은 상대적으로 증가하므로 소음을 줄이기란 쉬운 일은 아니다.

소음의 종류로는 전자소음, 기계소음(회전소음, 베어링소음 등), 통풍소음이 있으나, 대용량 고속의 경우는 통풍소음이 가장 문제가 되므로 이것에 대해서 충분히 검토를 하여야 한다. 통상 폐사에서는 3000kW급 이상의 MOTOR에 대해서는 가능한 냉각 방식을 수냉식으로 유도하여 제작하고 있으며 이 경우는 상당한 수준까지 소음을 줄일 수 있다.

폐사경형은	5000HP-6P	83dB(A)
	3050kW-2P	89dB(A)
	4500HP-2P	87dB(A)
	3500HP-2P	86dB(A)

정도였으며 이는 NOISE PROOF COVER(SILENCER)가 없는 상태이며 만약 SILENCER를 취부하면 용량에 따라서 다르나,

80dB(A) 대에서는 1-2dB(A)

90dB(A) 대에서는 3-5dB(A) 정도로 감음이 가능하다.

## 2.6 STATOR COIL

전동기의 STATOR COIL은 장기간의 운전중에 열적, 전기적, 환경적, 기계적 STRESS를 받아 절연노화를 일으키게 되므로 절연에 대한 보강이 요구되어 진다. 당사에서는 이번 대용량 전동기 제작시 소선절연을 보강하여 높은 TURN VOLTAGE에 견디게 했으며 주 절연으로는 집성마이카 테이프를 사용하였다.

함침으로는 F종 에폭시 레진을 사용한 진공가압 함침처리(VPI)를 하여 코일과 철심을 일체화 시켜, 기계적으로 대단히 강한 고정력을 갖게 하였으며 직입기동, 급격한 부하변동, 고빈도 기동정지에도 충분히 내력을 가질 수 있도록 설계, 제작하였다.

특히 VPI처리로 코일 내부의 공기층을 완전히 제거하였기 때문에  $\tan\delta$ , 정전용량, 절연내력, 열전달 등의 특성이 향상되도록 하였으며 어떠한 가혹 운전에서도 견딜 수 있도록 그림 9와 같이 COIL END부를 충분히 보강 하였다.

## 2.7 ROTOR BAR & ENDRING

농형 유도 전동기의 경우 ROTOR BAR, ENDRING 및 ROTOR BAR와 END RING의 접합부는 기동 정지때에 원심력에 의한 응력, BAR와 ENDRING의 발열에 의한 열응력 및 전자 진동에 의한 응력등을 받는다.

특히 BAR와 SLOT의 틈이 있을 경우는 BAR가 SLIP주파수의 2배 주파수의 전자 진동을 하기 때문에 접합부가 고CYCLE피로를 받아서 바절손 사고에 달하는 경우가 있다.

이것에 대해 금번 전동기는 위와 같은데 착안하여 제작하였다.

원심력에 ROTOR철심의 내력을 강화하기 위해 마

름모형 BAR 채택, ROTOR와 SLOT의 고정력 강화, ROTOR BAR와 ENDRING의 열용량 증가에 따른 기동시 열응력의 저감, BAR와 ENDRING의 접합을 MIG용접으로 처리 하였다.

### 3. 제 작

위와 같이 설계시 충분히 검토후 도면화 하였다 할지라도 그 도면으로 현장에서 형상화 할 경우 정확한 도면에 의한 작업이 이루어져야 하므로 제조부서와 혹은 주요부위 작업자와의 끊임없는 정보교환이 필연적이므로 설계 완료후 최종 공작 도면을 가지고 주요부위 작업자, 직장, 담당과장, 제조기술, 시험, 검사 요원들이 모여 작업 방법과 관리 항목과 관리한계 또 작업 방법에 대해 토의 및 협의후 도면과 같이 작업방법 및 관리 한계를 제조현장에 배포

하였다.

도면이 현장에 배포후 추진 T.F.T를 구성하여 그 날그날 제작시 예상문제점, 문제점에 따른 주의사항 및 새로운 작업방법 등의 관리자를 선임하여 관리하도록 하였으며 한공정 한공정을 검사, 승인이라는 공정을 거쳐 진행하였으며 문제점 발생시 관련 T.F.T요원의 긴급 회의로 대책을 수립하여 조치하였다.

표 1의 SHEET는 세부 작업 지시서 (작업방법 및 관리한계 등 지시)이다.

### 3. 결 론

이상 대용량 고속 전동기의 설계 제작에 대해 소개한 바와 같이 대용량 고속기의 경우는 기계적인 강성, 냉각, 열적해석, BALANCING(진동), 소음, 축의 위험속도 처리등의 이론적 해석과 이것의 응용

표 1. 세부작업 지시서(예)

NO	작업명 (작업내용)	주요요원	관리한계
1. RC 嵌込	1) 90° 圓錐삭삭 打拔 (3회) : 打拔시 천천히 打拔 → 打拔력의 最少化 2) 打拔後 精度 CHECK, 欠少하면 0.05mm 以上 除去. 測定結果 → 設計 3) KEY WAY 와 TEETH 部分 一致 할 것	電*, QC 電*, QC, 製技 電*, QC	P-3518 4-1
2. RC內側間隔片 組立	1) F14 鋼板 利用 : 鋼板 無 2) WELDING 前 鋼板의 皮膜 除去 3) WELDING 시 MACHINE 管理 (電流值) 4) WELDING 後 間隔片 強度 CHECK 5) 間隔片 取附位置 等分 : JIG 利用 6) 間隔片 의 VARNISH 處理 (35℃)	電* 電*, QC 電*, QC, 板金 電*, QC, 設計 電*, QC, 製技	
3. ROTOR 押板	1) NC-GAS로 切斷 및 SLOT와 干涉與否 確認檢査 2) 檢査結果 → 設計 3) 1次 內圓加工 : ROTOR CORE 內徑과 同一 外수로 加工 → 假積 JIG 에 組立시 干涉 有否 CHECK → 設計 4) JIG 利用 * Rc 鐵心 內徑 5) 假積 軸 外徑 加工 公差 0.4 mm 以內. 6) 假積 軸 內徑 檢査 (KEY 固定) 7) 假積 軸 強度 檢査 (120 TON 加壓時) 8) 假積 軸 變形 檢査 (WELDING) 9) 假積 軸 強度 檢査 (200 TON 加壓)	板金, QC 機設, QC, 製技 回大, 製技, QC, 機設 回大, QC 回大, 製技 回大, QC 回大, 設備 回大, 設備 回大, QC 回大, QC	

및 이론을 근거로한 체계화된 제조기술의 KNOW HOW에 따라 성공여부가 결정된다고 할 수 있겠다.

금번 폐사의 대용량 고속기의 제작으로 국내적으로는 지금까지 수입에만 의존해오던 화력, 열병합 발전소, 제철, 제강, 시멘트 등의 대용량 부하가 요구되는 산업장의 대용량 및 고속전동기의 국산화가 가능하게 되었으며 국외적으로는 일본 및 구미지역으로도 수출할 수 있는 길을 열었다고 보아진다.

그러나 국내 각 산업장의 대용량, 고속기의 국산화에 있어서는 사용자의 국산화로의 전향적인 자세와 MAKER의 기술력이 부합될 때에만 가능하다고 할 수 있으며 이것이 향후 국내 중전기 업계의 기술발전의 향방을 가름한다고 할 수 있겠다.

또 고장력 규소강판, 축재, ENDRING소재, ROTOR BAR, BEARING 등 중요자재의 국내 구입

시 많은 어려움을 겪었으며 납기, 가격에 관계없이 국내 제작 자체가 불가능한 품목도 있었다. 앞으로 중전기 업계는 이러한 어려움을 공감하고 소재 및 부품(완제품) MAKER의 공동 개발 및 육성으로 대처해 나가야 할 것으로 생각된다.

끝으로 이러한 대용량, 고속기를 국산화 할 수 있는 기회를 폐사에 부여하므로써 중전기 업계의 기술 LEVEL를 높일 수 있는 계기를 주신 한국가스공업 주식회사 김교성 부사장님께 지면을 통해 감사드립니다.

폐사는 국내 중전기 업계의 본산으로서 여기에 만족하지 않고 끊임없이 기술개발과 신제품 개발로 폐사 제품을 사용하시는 고객에게 보답하기 위해, 전 임직원이 일치단결하여 노력할 것을 다짐하며 학계, 산업계, 제위의, 끊임없는 지도편달을 바랍니다.