

선박용 대형축류팬의 失速(Stall)현상 및 대책

Stall Phenomena of Large Axial-Flow Fan in Ship and Its Countermeasure



심 의 보

E. B. Shim

- 1956년 7월 14일생
- 한국해양대학교 해사산업대학원
- 현재 한국하이프레스(주) 품질경영부 차장



이 영 호

Y. H. Lee

- 1957년 2월 24일생
- 한국해양대학교 기계공학부 교수

제1장 서 론

축류팬은 동력을 전달하는 부분의 구동축과 유량의 이송방향이 동일하며 저압력, 고속 대유량의 공기를 이송할 수 있는 팬이다. 특히 동일한 풍량에 대하여 소형 경량으로 제작이 가능하기 때문에 산업현장에서 많이 사용되고 있다. 지금까지 생산되고 있는 축류팬은 내경을 기준으로 $\Phi 1600$ 미만이며 그 이상의 용량이 필요할 경우에는 팬의 설치수량을 증가하여 사용해 왔다. 최근 선박의 대형화와 고속화에 따라 기관의 마력도 크게 증가하고 엔진에서 소모되는 연소 공기량이 증가하므로 기관실 급기용팬 또한 대형화되는 추세에 있다. 운전조건으로는 온도범위가 $-15^{\circ}\text{C} \sim +40^{\circ}\text{C}$, 유동속도는 $15 \sim 30\text{m/sec}$, 유량은 $2,000 \sim 3,500\text{m}^3/\text{min}$ 로 기계적으로 매우 가혹한 조건으로 설계된다. $\Phi 1600$ 이상의 대형 팬에서는 임펠러 블레이드의 길이와 허브 chub의 직경이 크게 되어 중량이 증

가하므로 가벼운 알루미늄합금의 임펠러를 채용한다. 또한 다양한 고객의 요구조건에 대응하기 위해서는 허브와 블레이드의 영각(angle of attack)을 조절할 수 있는 조립형 구조를 채택 하고있다.

팬에서 유입하는 영각을 크게 취할 때는 익열의 후면에서 회전방향으로 박리영역(separation zone)이 크게 되어 유로를 좁히게 되고, 유량이 급격히 감소하면서 진동과 소음을 수반하며 운전하게 되는데 이를 선회실속(rotating stall)이라고 한다. 이러한 실속현상은 항공기의 날개에서 과대한 영각을 취하여 비행할 때에도 발생하는 현상으로 많은 연구자들에 의해 연구되어 왔다.^{1)~2)} 축류팬이 대형화되면서 대유량을 이송하기 위하여 영각과 원주속도를 높게 선정하게 되는데 이 경우 운전조건에 따라 블레이드의 배면에서 실속이 발생할 수 있다. 팬이 실속상태에서 계속 운전할 경우에는 익근부에 반복적인 피로응력이 집중되어 블레이드의 절손을 유발한다. 이는 팬의 입출구측에 연결

되는 덕트의 구조 및 부속품의 설치 조건에 따라 더욱 복잡한 형태로 발생하게 된다.^{3~4)} 특히 축류 유체기계의 익열을 통과할 때 발생하는 실속과 서어징(Surging)에 관해서는 최근까지 많은 연구가 진행되고 있다.^{5~7)} 그러나 축류팬에서의 실속에 관한 연구는 매우 부족하다. 서어징은 송풍기와 배관계와의 자려진동으로 그 발생과 주기가 배관계의 영향을 받는데 반해서 선회실속은 이들을 포함한 보다 복잡한 송풍기 자체의 불안정 현상이라 할 수 있다.

실제로 운행중인 선박에서 내경 $\Phi 1400$ 이상의 대형 팬에서 블레이드가 절손되는 사고가 많이 발생하였다. 이와 같은 사고의 원인은 제한된 팬의 규격으로 대유량을 이송하기 위해 설계 압력, 팁속도(tip speed) 그리고 영각을 높게 선정하기 때문이다. 또한 부적절한 입출구 부착물, 불균일한 유입유동 및 잘못된 댐퍼조작에 따라 시스템의 저항이 증가하여 발생하고 있다. 이것은 설계자의 의도와는 달리 선정된 송풍기의 설계점에서 운전이 되지 않아 블레이드를 통과하는 불균일 유동에 의해 발생하는 서어징과 실속현상에 밀접한 관계가 있다.

제2장 대형 축류팬의 실속

2.1 블레이드 실속

축류팬에서 블레이드 배면의 압력 상승은 영각(α : angle of attack)의 상승에 따라 크게 영향을 받게된다. α 가 임계치 이하로 유지되면 공기는 그림 1의 (a), (b)와 같이 블레이드의 표면을 따라 흐르게 된다. 그러나 그림 1(c)와 같이 α 가 임계치 이상의 값을 갖으면 공기의 속도는 상승하여 블레이드의 볼록한 면을 따라 심한 박리와 압력 강하가 유발된다. 블레이드 각도를 지나치게 높게 선정할 경우에는 상부 측의 유속은 하부 측보다 빠르게 흐르고, 압력은 상부측이 하부측보다 더욱 낮아져 고속 회전시 양력을 동반한 불안정한 유동특성이 나타나는 블레이드 실속(blade stall)이 발생한다.

그림 2은 고정익을 가진 전형적인 축류팬의 특성 곡선의 개략도로서 공기변화량(가로축: Q_v)에 대

한 팬의 전압(세로축: P_{tF})을 나타내고 있다. 그림에서 보면 운전특성상 정상적인 팬의 운전영역인 A-B와 실속영역을 나타내는 BCDE의 두개의 영역으로 구분되어 나타남을 알 수 있다. 정상 운전 영역은 A에서 B사이의 영역이며 B로 갈수록 유량은 감소하고 전압은 상승한다. B점에서 더욱 공기량이 감소하면 임펠러 실속이 발생하여 전압도 급

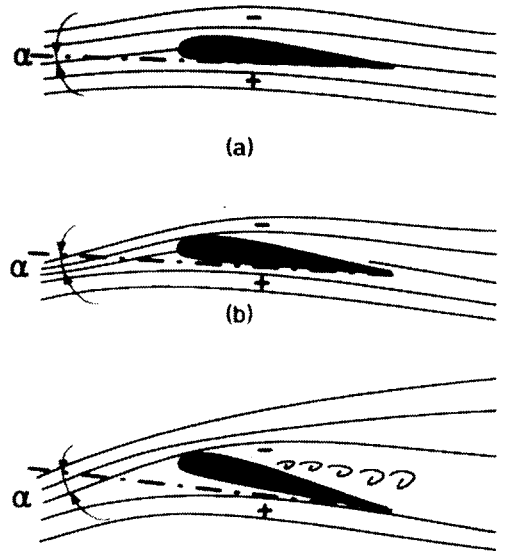


Fig. 1 Stetch of Blade Stall

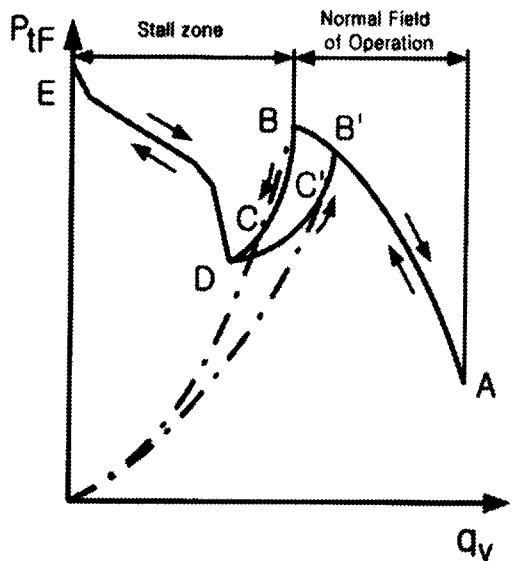


Fig. 2 Stall Zone

속히 감소하는 특성을 나타내게 된다.

그림3은 축류팬의 성능곡선에서 α 의 변화에 따라 운전 포인트가 A로부터 B를 변화하는 특성을 나타낸다. 팬의 운전조건에 따라 유입속도가 달라지면 임펠러에 설치된 블레이드에 유입되는 공기의 속도 c 에 따라 영각이 달라지게 된다. 그림에서 원주속도 u 를 가지는 블레이드에서 유입속도 c 가 결정되면 속도삼각형에서 상대속도 w 를 얻을 수 있고 w 의 방향과 블레이드 측면 사이의 차이는 영각 α 로 나타낼 수 있다. 여기에서 그림3의 A와 B사이에서 운전 포인트는 그림3의 속도차트①과 같다. 이처럼 취출구의 압력의 증가는 공기량과 속도 c 를 감소시키는 원인이 된다. 그 결과 그림3의 속도차트②에서 나타나 있듯이 α 가 증가함에 따라 공기량은 변화하고 특성곡선에 따라 실속영역에서 운전되게 된다. 그러나 팬이 실속영역에 있어도 모든 블레이드가 동시에 실속의 영향을 받지 않는다. 이것은 실속이 보통 하나 또는 그 이상의 블레이드에서 시작되어 블레이드를 통과하는 주변의 공기유동의 영향에 의해 이동하기 때문이다. 특히 팬의 출구측이 긴 덕트로 연결되는 구조에서는 관내 압력상승이나 출구측의 교축에 의한 영향을 크게 받게 된다.

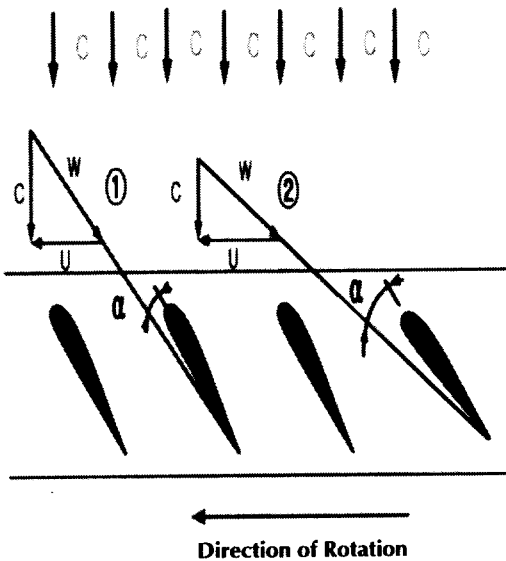


Fig. 3 Angle of Attack

2.2 실속영역

실속영역은 고정되어 있지 않고, 블레이드에서 블레이드로 이동한다. 그림4는 실속영역을 나타낸 것으로 이러한 현상의 원리를 보여주고 있다. 만약 블레이드 2, 3, 4에서 실속이 일어난다면 이러한 블레이드 공간에서의 공기 흐름은 감소하거나 일시적으로 정지하게 된다. 결과적으로 이 공간에서 더 이상 압력 상승은 없으며 공기는 임펠러 유입측 하류로 흐르게 된다. 따라서 실속영역에서는 이들 블레이드 주위에서 큰 변동을 수반한 공기의 흐름이 형성되게 된다.

그림4에서 빗금친 부분은 실속영역이다. 유입된 공기는 이 영역의 영향으로 블레이드 5의 영각은 증가하는 결과를 초래하며 실속현상으로 나타나게 된다. 이와는 반대로 블레이드 2는 α 가 감소하여 블레이드의 실속이 없어지는 원인으로 작용하게 된다. 즉, 실속영역은 블레이드 2번에서 5번 방향으로 이동하게 되며 이를 선회실속이라 한다. 이러한 불안정한 실속영역의 이동에 의해 팬의 운전 포인트는 안정되지 않고 그림2의 C점 주위로 옮겨지게 된다. 역압력(back pressure)이 더욱 상승하면 공기량은 감소하며, 실속영역은 그림2의 E점까지 확대되어 모든 임펠러가 실속영역에 있

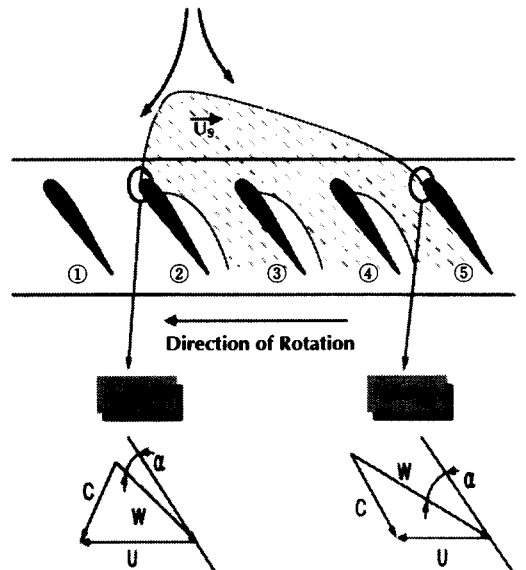


Fig. 4 Roasting Stall

게 된다. 역압력이 감소되면 공기량은 증가하여 운전지점은 전과 같이 E→D의 경로로 변화하고, 반대의 경우에는 DC' B' 경로를 따라 운전특성이 결정된다.

2.3 실속 계측기

팬이 실속영역에서 운전중일 때에는 팬 근처에서 공기흐름에 맥동하여 소음이 증가하고 정상운전일 때 보다 진동이 증가한다. 그러나 이러한 현상이 나타나더라도 전문적인 지식이 없는 운전자들은 정확한 결정을 내리기 어렵다. 따라서 블레이드 입구 가까이에 실속계측기를 설치하면 팬에서 실속이 일어나는 사항을 쉽게 확인할 수 있다. 그림5는 실속계측기의 작동원리를 나타낸 것이다. 마노미터를 실속계측기의 끝단에 연결하면 그림5의 ①,②라인은 ③,④번의 구멍을 따라 흐르는 공기에서 측정된 차압으로 결정된다.

그림6은 팬과 실속계측기의 차압특성도를 나타낸 것이다. 만약 팬이 A와 B점 사이의 일정한 영역에서 운전된다면 차압은 0에 근접하게 되며 블레

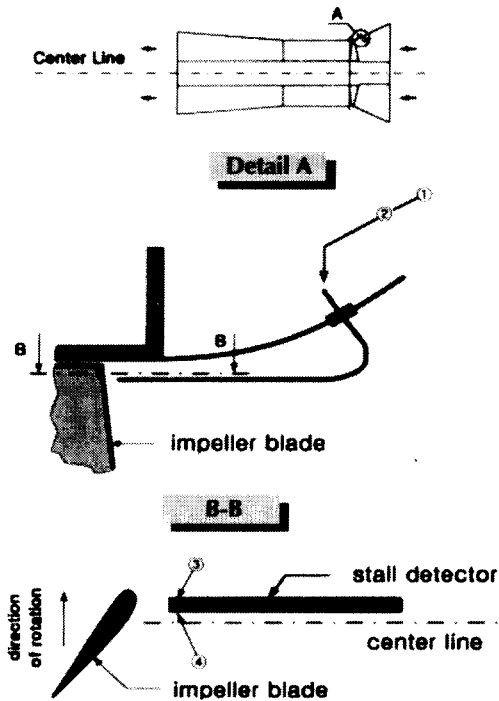


Fig. 5 Stall Detector by Manometer

이드를 통과하는 공기의 유동은 원활하여 안정된 흐름을 가지게 된다. 팬의 운전점이 그림2의 실속 영역인 BCD에서 존재한다면 마노미터는 B점으로부터 작용하는 거리에 따라 증가하는 만큼의 차압을 나타내게 되어 팬은 실속이 발생하는 영역에

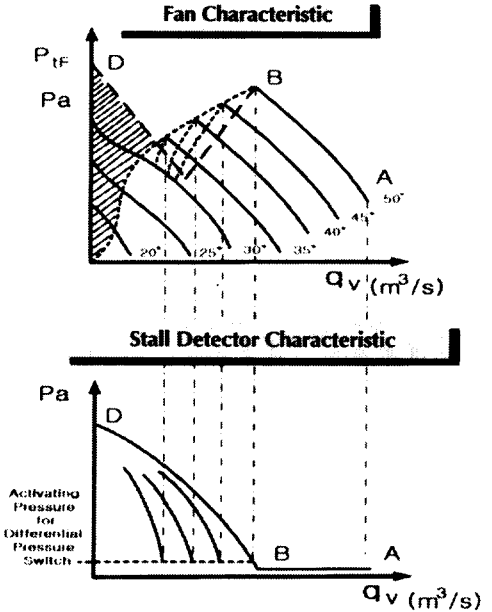


Fig. 6 Activating Pressure for Differential Pressure Switch

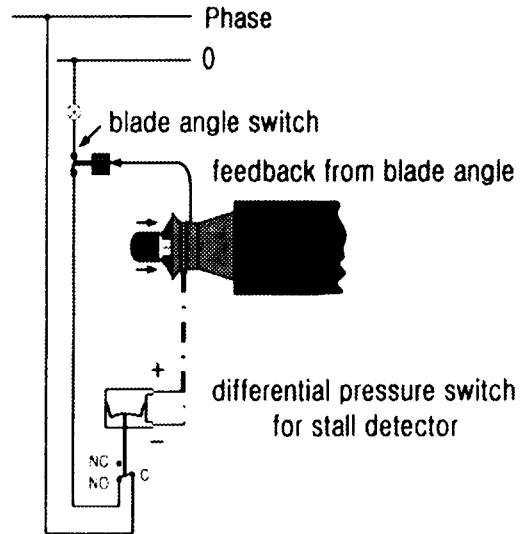


Fig. 7 Differential Pressure Switch for Stall Detector

서 운전되게 된다. 그림7은 차압특성을 이용한 실속 경보 장치의 구성도이다. 전기회로는 팬이 실속 영역에 있을 때는 미리 설정된 차압스위치로 팬을 정지시키는 기능을 갖고 있으나 각도가 낮은 경우에 발생하는 차압은 경보장치와 분리하거나 시스템설계시 분리하도록 설계되어 있다. 차압 및 각도 선정은 그림7과 같이 100-150Pa에서 작동되도록 조정하지만 팬의 특성곡선에 따라 적절한 범위로 설정이 가능하다.

2.4 영각에 따른 단일의 주위의 PIV 실험

축류 송풍기의 블레이드 주위 유동 특성은 에어포일과 유사하며 지금까지의 적용예를 보면 동실속(danamic stall) 현상이 발생할 조건이나 풍동실험 등에 의해 경험적으로 파악된 불안정한 운전영역에서는 운전되지 않도록 비교적 소극적으로 설계를 행하여 왔다.

익형 주위의 유동장은 그 유동 특성이 형상에 따라 매우 복잡하게 변화하여 설계에 많은 어려움이 있을 뿐 아니라 이에 대한 기술적인 개선도 필요하다. 그러나 실물 크기에서 실제 적용되는 풍동시험에 의한 고속 유동장에서의 실험 계측은 여건상 어려운 점이 많은 실정이다. 이러한 점에 주목하여 실제 산업용에 쓰이는 축류팬의 한 모델을 선택하고 일차적으로 영각에 따른 유동변화를

PIV계측^{8),9)}을 통해 고찰하였다. 모형은 실물크기로 제작하여 가시화를 가능하게 하여 실험장치를 구성하였으며 채택한 영각(angle of attack)은 0°, 10°, 20°, 30° 그리고 40°이며 유입 유속은 10m/sec, Reynolds수는 5.8×10^4 로 가시화시험을 향하였다. 이 실험은 2차원 익단면을 일정한 흐름 중에 고정하여 두고 이를 가시화한 것이다. 그림8은 영각 0°에서 순간 속도벡터 180회분을 합산하여 산술 평균한 결과인 시간평균속도벡터를 보이고 있다. 영각이 작을 때는 역압력 구배는 생기나 경계층 박리는 일어나지 않아야 한다. 실험중 실제의 유동을 관찰한 결과 경계층박리가 일어나는 영각은 7° 전후로 보이며, 영각이 10°일 때는 전연 근처에는 층류경계 층이 발생하고 박리가 하류로 진행하여 익의 표면으로부터 영구히 벗어나지만 난류경계 층의 형태로 다시 표면에 되돌아오는 재부착점도 나타나고 있다. 영각이 20°인 경우에는 윗면의 압력구배가 심해지고 유동박리가 활발하였으며 역 압력구배현상도 나타나고 있다.

그림9의 경우는 영각이 30°에서 익의의 순간 속도벡터의 분포를 보이고 있으며 박리의 규모가 매우 큰 것을 알 수가 있다. 후연에서는 발생하는 와류가 영각의 증가에 따라 보다 활발하게 나타나고 있다. 그림10은 $\alpha=45^\circ$ 의 결과로서 블레이드 배면에서의 유동이 매우 불안정 함을 알 수 있다.

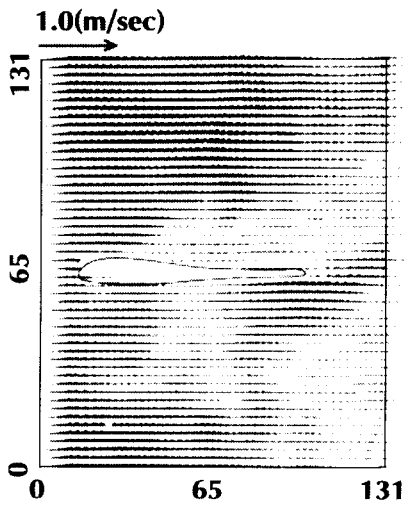


Fig. 8 Time Mean Velocity Dtribution($\alpha=0^\circ$)

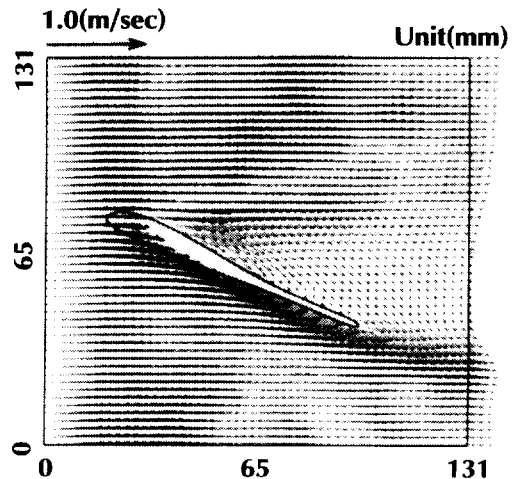


Fig. 9 Time Velocity Distribution($\alpha=30^\circ$)

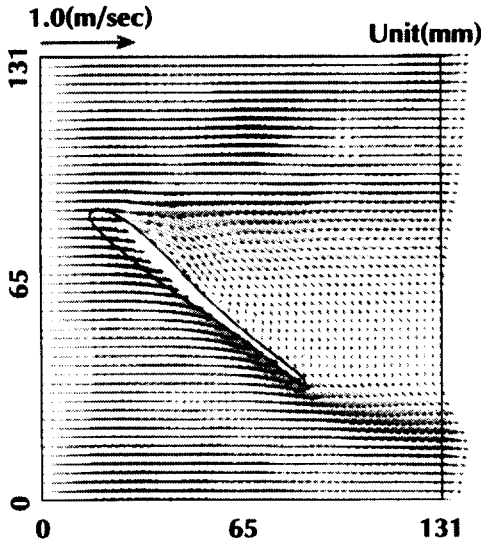


Fig. 10 Time Mean Velocity Distribution($\alpha=45^\circ\text{C}$)

제3장 덕트 시스템에 의한 축류팬의 손상과 대책

3.1 팬의 덕트 설계 방법

대형 선박의 기관실에는 여러 대의 팬을 설치하여 급기나 배기를 한다. 덕트와 팬을 설계할 때에는 팬을 중심으로 각각의 흡입구와 취출구에서의 압력 손실이 가장 큰 계통을 기준으로 하여 압력을 결정한다. 시스템 내에서 작동하는 송풍기의 경우에는 아무리 팬의 효율이 우수하여도 시스템을 설계하는 특성에 따라 성능이 달라진다. 즉, 시스템 압력손실은 송풍기 정압과 송풍기 동압의 합으로 표시할 수 있다. 시스템에서 압력 손실을 계산할 때 방출되는 동압을 고려하지 않으면 시스템 손실은 송풍기의 정압과 일치하게 된다.

그림11은 선박의 기관실에서의 덕트를 보이고 있다. 그림에서 나타나 있는 것과 같이 덕트구조는 매우 복잡하나 각 분기부의 덕트 압력손실은 예측할 수 있다. 이것은 마찰 손실선도나 국부저항 손실표 등을 참조하여 팬이 설치되는 장소로부터 최종 분기관에 도달할 때까지의 풍량과 압력을 고려하여 덕트의 형상과 규격을 선정할 수 있다. 이러한 덕트의 설계 방법에는 전압법, 정압법, 정압제

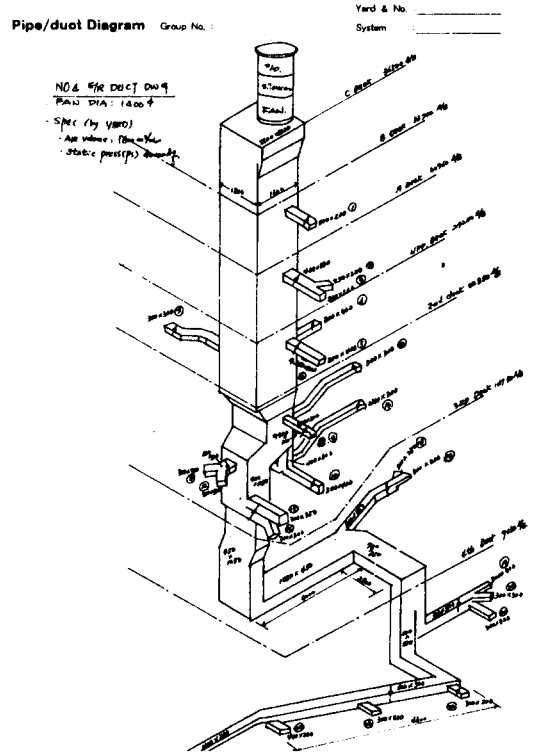


Fig. 11 Appearance of Rectangular Duct for E/R Fan

취득법, 등속법 등이 있다.

1) 전압법

덕트 각부의 국부 저항을 전압(total pressure)을 기준으로 하여 저항 계수를 사용하여 구하고 각 토출구에서의 전압이 고르게 전달되도록 설계한다. 송풍기를 중심으로 흡입구에서 송풍기를 통과한 후 최대의 압력 손실이 발생하는 취출구까지의 덕트를 기준으로 하여 통과풍량을 중심으로 마찰 저항 선도를 참조하여 결정한다. 이때 직관 덕트 1m당의 마찰 저항 손실은 고속덕트에서는 1.0 mmAq, 저속덕트에서는 0.08~0.2 mmAq 정도도 한다.

2) 정압법

이 방법은 모든 덕트에 단위 m당의 마찰 손실이 같은 값을 갖는다고 하고 치수를 정하는 것으로 각 덕트의 길이가 거의 같은 경우는 풍량 조정이 필요

없지만, 덕트의 길이가 여러 가지일 경우에는 짧은 덕트 계통에는 댐퍼를 설치 해야한다. 정압법에 의해서 덕트의 치수를 결정하면 덕트 말단부로 갈수록 토출 풍량이 많아지게 되어 배기 덕트로선 말단부의 토출풍량을 완전하게 흡입하지 못하는 경우가 있다.

3) 정압 재취득법

급기 덕트에서는 일반적으로 주덕트로부터 분기부를 통과하면서 덕트내의 풍속이 점점 줄어든다. 베르누이의 정리에 의해 풍속이 감소하면 풍압은 그 차이만큼 정압이 상승하며, 정압의 상승분은 다음 구간에서의 압력 손실에 이용하면 각각의 기점에서의 정압이 거의 비슷하게되고 토출 풍량의 균형이 이루어지게 된다. 그러므로 분기 덕트의 접속점뒤에 연결된 주 덕트에서의 정압상승분을 다음 덕트의 압력 손실에 이용하는 방법을 정압재취득법이라고 한다.

4) 등속법

주덕트나 분기 덕트의 풍속을 권장 풍속내의 임의의 값을 선정하여 덕트 치수를 결정하는 방법으로 각 덕트 경로의 압력 손실 중에서 가장 큰 값을 송풍기 선정에 위한 정압으로 하며 그 외의 경로에 대해서도 기준경로와 같은 정도의 압력 손실이 되도록 설계한다. 등속법은 정확한 풍량분배가 되지 않는 단점이 있다.

3.2 선박에서의 덕트 설치상의 문제점

사진1 및 사진2는 최근 국내 대형조선소의 신조

선박에 설치된 내경 1400mm이상의 축류팬에서 실속운전에 따라 발생한 손상사례 사진이다. 사진2에서 확인할 수 있는 것처럼 블레이드의 익근부에서 균열선(hair crack)이 발생하여 사진1과 같이 피로파괴됨을 알 수 있다. 이러한 사고의 원인을 규명하기 위하여 덕트의 출구측에서 풍량의 변화와 배관 내부의 압력변동을 풍속계와 피토투관으로 측정된 결과 다음과 같은 문제들이 나타났다.

첫째, 설치 공간의 부족으로 팬의 선정점을 최대한 하여 영각과 압력을 최대한 높게 선정된 반면, 현장에서는 덕트 기구나 부속물의 연결시 공간이나 다른 이유로 인해 최적의 배열을 하지 못해 덕트 저항이 높은 탈설계점에서 팬이 운전되고 있었다.

둘째, 팬의 풍속이 20~30m/s로 매우 높은 팁속도를 유지하고 있으나 채택된 덕트시스템은 고속 덕트에 적합한 원형덕트가 아닌 장방형 덕트가 선택됨으로서 덕트의 저항이 크게되어 주관에서의 유동 불균일이 심화되었다. 특히 팬 취출구에서 유동이 발달되기 위한 최소한의 도관길이 (2.5배~6배)가 확보되지 않아 베너콘트랙트(vena contracta)에 의한 저항 손실이 증가하였다. 접속방법, 굴곡부에서 발생하는 관내 와류손실, 곡관 내부에 설치해야 하는 split guide vane의 누락, 분기부의 풍량배분 등에 따른 영향이 실속현상을 유발하였다.

셋째, 덕트 주관과 분기관에서의 정압을 유지시키기 위하여 주관과 분기 덕트의 취출구에 설치한 댐퍼의 고장이나 사용자의 인식 부족으로 다수의 덕트가 닫힌 상태로 팬이 운전되는 상황이 발생하였다. 따라서 팬은 실속영역에서 운전되었고 블레이드가 피로 파괴되었다.



Photo 1 Damage of Blade by Stall

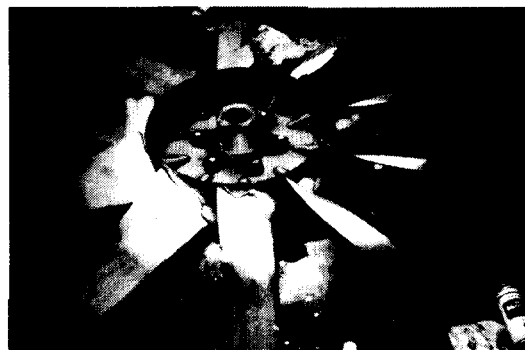


Photo 2 Hair Crack on Blade Root Part

3.2 덕트 시스템 설계상의 문제점

덕트는 형상에 따라 크게 사진3과 같은 장방형(rectangular duct)과 사진4와 같은 원형덕트(spiral duct)로 구별된다. 관로손실 측면에서 보면 원형덕트가 우수하다고 잘 알려져 있으나 선박에서의 경우는 설치비용이나 공간이 다소 증가하는 단점이 있다. 동일한 풍량을 기준으로 보면 단면적의 경우 장방형에 비해 원형 덕트가 90%전후로서 작음을 알 수 있다. 그러나 설치 면적은 115%전후로서 오히려 증가하고 있다. 이것은 원형덕트의 경우 모서리부분의 활용도가 떨어지므로서 사용하지 못하는 영역이 증가하기 때문이며, 단면적 비가 좋은 것은 장방형덕트의 모서리부분의 유동손실이 증가하기 때문이다. 최근에는 원형덕트의 자동화 생산기술의 발달로 인하여 대형송풍기의 경우 신조시의 덕트 설치비용에 있어 격차가 감소하고 있는 추세이다. 따라서 대형 축류팬에서 풍속이 20 m/s를 초과할 때에는 고속용에 적합한 원형덕트를 채용하는 것이 유리할 것으로 여겨진다. 덕트의 설계에 일반적으로 고려되어야 할 사항은 다음과 같다¹²⁾.

① 덕트내의 풍속이 15m/s이상 정압이 50 mmAq를 초과하는 경우에는 소음과 송풍기 동력 등을 고려하여 고속덕트에 적합한 원형 덕트(보통 spiral duct)를 채택한다.

② 덕트내의 풍속이 15m/s이하에서는 저속덕트인 장방형 덕트를 채용하며, aspect-ratio는 가능한 4 : 1 이하로 하며 최대 8 : 1 이상이 되지 않도록 하여 마찰 저항 손실을 적게 한다

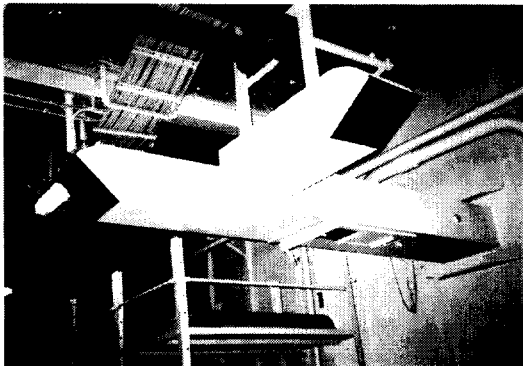


Photo 3 Rechangular Duct

③ 선박의 주기관 급기용 축류팬의 풍량이 2,000m³/min, 풍속이 20m/s를 초과하는 덕트에서는 급 확대, 급축소 및 급격한 방향 전환을 피하도록 하고 마찰 손실표등을 충분히 검토하여 과도한 duct loss가 발생하지 않도록 주의한다.

④ 현장에서 덕트를 시공할 때에는 설계자가 의도했던 대로 덕트의 접속이나 합류부에서의 작업이 적절히 시행되도록 한다.

⑤ 덕트 중간에 설치하는 volume damper나 말단부에 설치하는 개폐용 댐퍼는 쉽게 부식 고착이 발생하므로 블레이드의 링크나 고정장치의 설계 시에는 재료강도와 재질의 선정에 유의해야한다.

사진5는 실제 선박에 채용된 댐퍼를 보이고 있으며 형상은 비압축성에 적용되는 버티플라이 밸브와 유사한 구조이다. 이 밸브의 전후의 유동특성과 개도 증가에 따른 압력 분포, 손실계수와 유량 관계에 대해서는 김상완¹¹⁾이 개도 $\theta=0^\circ$ 에서 $\theta=45^\circ$ 까지 두 가지 레이놀즈수(2.4×10^4 와 3.8×10^4)에 대하여 배관내 벽면압력과 속도분포를 PIV기

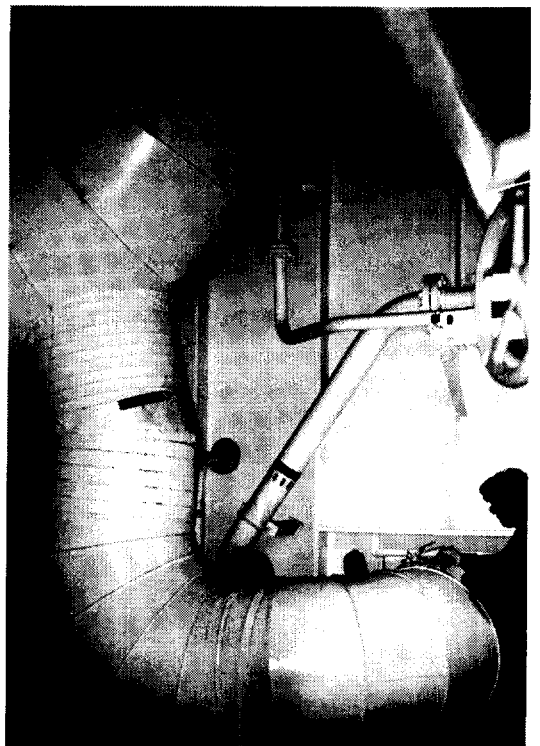


Photo 4 Spiral Duct for E/R Fan

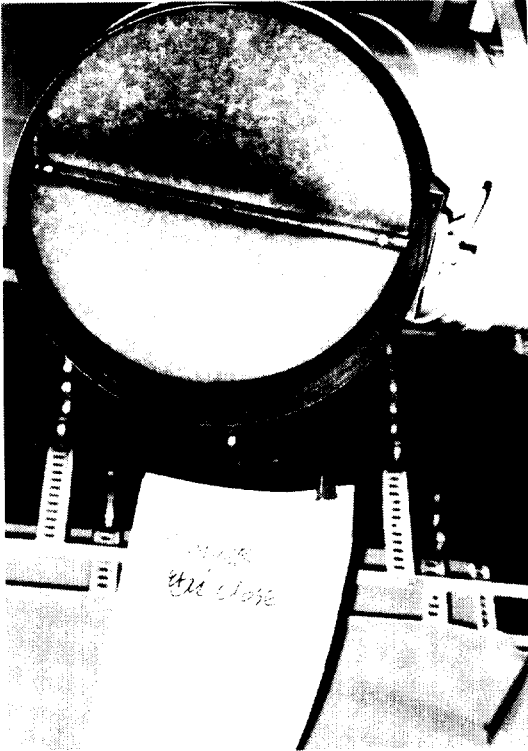


Photo 5 Damage of Spiral Duct

법에 의해 정량적으로 계측하고 상관관계를 규명하였다. 그리고 유량조절용 버터플라이밸브의 성능향상을 위해 $Eo m^{1/3}$ 는 밸브를 전후하여 통과하는 전압력손실을 측정하고 다공 디스크와 닫힌 위치에서 밸브에 흐름을 일부분 허용하는 맹판 디스크 (blind disk)에 대하여 여러 직경에 대한 개폐율 (디스크 면적/파이프 또는 덕트 면적)에 따른 성능 비교의 결과를 보고하였다. 이러한 결과들은 덕트를 통과하는 유량조절기구에도 적용이 가능할 것으로 판단된다. 실제 대형축류팬을 채용하는 현장에서 이러한 댐퍼기구의 노후, 고착 및 부적절한 운용으로 팬이 손상되는 사례가 발생하였다. 이것은 덕트 출구의 유로가 좁아짐에 따라 교축현상으로 덕트내의 압력이 증가하여 팬이 탈 설계 영역에서 운전된 결과로 확인되었다. 따라서 고속용 덕트에서는 시스템 설계시 반폐형 구조 또는 다공형 댐퍼(perforated disk)를 적절히 채용하는 것이 바람직하므로 적극 검토할 필요가 있다.

3.3 탈 설계점에서의 운전에 의한 기관실 팬의 손상사례

대형 축류팬의 성능과 특성은 표준 덕트의 실험 결과에 의해 작성되고 이 결과에 의해 설계, 생산 및 검사를 하게 된다. 그러나 실제 현장에서는 설치위치에 따라 다양한 입출구 형상을 갖게 되고 복잡한 덕트구조의 영향을 받게 된다. 선박에서 대형 대유량의 축류팬을 사용하는 기관실 급기팬에서 덕트마찰손실 및 댐퍼 조절기구의 영향에 따른 사고사례를 소개한다.

1) A선박에서는 주덕트와 분기덕트에 설치된 날개형 댐퍼들이 여러 개소에서 완전히 닫히거나 부분적으로 닫힌 상태에서 팬을 운전하여 취출구측에 저항이 증가함에 따라 설계점보다 더욱 효율이 낮은 실속영역에서 운전되어 팬의 블레이드가 손상되었다.

2) B선박에서는 정박 중에 모든 기관실 급기팬을 운전하여 잉여공기로 인한 기관실내의 압력상승으로 덕트저항이 상승하여 팬이 손상된 것으로 추정된다. 이것은 선박이 항해할 때에는 많은 연소공기를 필요로 하지만 정박 중에는 잉여공기로 기관실의 압력이 상승하기 때문으로 보인다.

3) C선박의 경우에는 주덕트와 분기관 덕트를 고속용에 적합한 원형 덕트(spiral duct)를 채용하였으나 팬이 손상되었다. 현장을 조사한 결과 팬의 주덕트에서 주기관 1, 2번 과급기로 풍량을 배분하여 주는 볼륨 조절용 댐퍼가 노후고착 되어 있었다. 이에 따라 축류팬의 취출구가 교축되면서 탈설계 영역에서 운전되어 블레이드가 반복 피로 응력에 의해 절손된 경우이다.

제4장 실속 방지 장치

4.1 실속과 서어징

송풍기는 출구측 통로가 외부 요인에 의해 지나치게 좁아져 적정한 운전 범위를 벗어나게 되면 풍량, 압력이 갑자기 맥동을 일으키고 송풍기 본체 및 배관계의 진동이 커지는 현상이 나타나게 된다. 이와 같은 현상을 서어징이라고 하며, 압력이 높은 블로워, 압축기나 선박 주기관의 turbo-charger에

서는 맥동이 상당히 큰 곳으로 계전체가 심하게 진동하고 이상음이 발생하여 운전이 불가능 해진다. 서어징의 방지하기 위해서는 회전속도를 변화시켜 풍량과 압력을 성능 곡선의 안정한 범위 내에서 운전될 수 있도록 조절한다. 예를 들면 축류팬의 경우 동익 또는 정익의 각도를 조정하여 서어징 한계를 성능 곡선에서 소풍량측으로 이동하여야 한다. 서어징은 송풍기와 배관계로 구성되는 시스템을 전체 진동계로 볼 때 자려진동으로 해석할 수 있고 발생하는 주기가 배관계의 영향을 크게 받는데 비하여 선회 실속은 송풍기 자체의 불안정 현상이라 할 수 있다.

선회실속(旋回失速)은 제트엔진, 축류터빈, 제철소의 고로 등에 사용되는 축류 블로워, 축류 압축기에서와 같이 압축비가 높아짐에 따라서 진동 피로에 의한 동익, 정익의 파손사고가 발생한다. 이러한 피로의 려진력이 있는 것이 선회실속현상의 큰 문제로 부상되고 있다. 축류송풍기를 특성곡선의 우상부분에서 운전하고 있고 회전하는 임펠라의 동익을 익열로 보고 실속에 가까운 상태로 작동하고 있는 경우를 생각한다. 어떤 과도한 압력에 의해서 하나의 익이 실속을 일으켰다고 하면 그 익의 부압측의 익간 통로에서는 공기 유입면적이 좁아지고 그 통로의 저항이 증대한다. 이러한 현상은 블레이드의 전단(leading edge)부분에서 층류-난류-천이를 거친 후 난류 경계층을 형성한다. 이

경계층은 역압력 구배에 의해 익형의 끝단(Trailing edge) 부분에서 벽면으로 부터 분리되어 박리로 발전한다. 박리 현상이 발생하면 양력의 급격한 감소와 저항이 증가한다. 박리 영역은 흡입면의 대부분을 차지하며 주와동(primary vortex)과 끝단 와동(trailing edge vortex)의 복잡한 유동으로 구성된다. 여기서 실속을 일으키고 있는 영역의 익간 통로를 지나갈 수 없게 된 공기의 일부는 옆의 실속이 없는 통로로 흐른다. 그러므로 부압측에 있는 옆익의 영각은 커져서 실속을 일으키고 반대측 익의 영각은 작아지고 흐름은 안정된다. 이와 같이해서 실속상태는 부압측 즉 동익의 회전방향과 반대 방향으로 전파한다. 이와같은 선회실속의 방지 방법으로는 축류송풍기에서 양력을 작게 하거나 서어징 대책과 같이 특성곡선상에서 압력이 낮은 고효율 측으로 선정한다. 팬 이외의 대책으로는 동익의 상류 측에 링을 설치하여 선회실속의 발생풍량영역을 좁게 하는 방식이 있다. 즉 실속방지링을 설치하는 방법이다.

4.2 축류팬에서의 실속방지 장치

그림 12 및 그림 13은 실속방지 링의 개념도를 나타내고 있다¹⁹⁾. 실속방지링(anti stall ring)이 유동장내에서 압력변화에 미치는 영향을 파악하기 위하여 수치해석의 방법을 이용하였다. 수치해석은 보존형의 스킴 중에서 MAC법의 중심차분과 부분도너셀의 풍상차분을 이용하였으며, 원통좌표계상에서 레이놀즈수 $Re=10^4$, $Re=3 \times 10^4$ 그리고 $Re=5 \times 10^4$ 이에 대하여 계산을 수행하였다. 축류팬의 경우 임펠라의 출구측의 유동에 대한 일반속

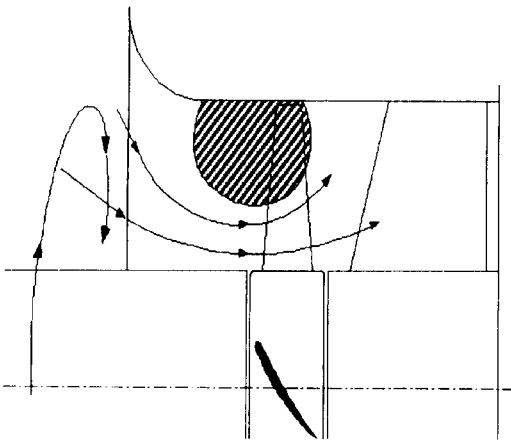


Fig. 12 Schematic Anti-Stall Ring of Large Size Axial Fan

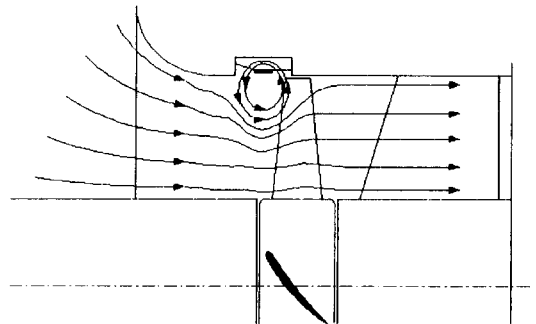


Fig. 13 Schematic of Anti-Stall Ring

도분포를 수학적으로 기술하기가 매우 복잡하여 운동량 적분 방식에 쉽게 적용시킬 수 있는 속도

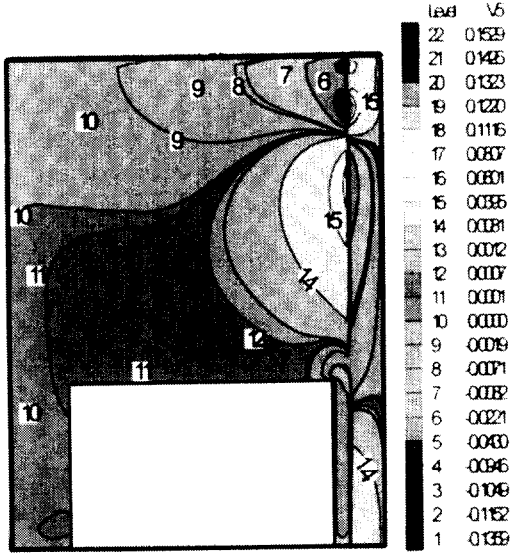


Fig. 14 Without Anti-Stall Ring Equi-pressure Contours on the Suction Side at $Re = 5 \times 10^4$

분포를 얻을 수 없기 때문에, 현장에서 정상운전 중에 측정한 값을 실험 값으로부터 근사적으로 계산하여 적용하였다. 계산 격자는 부등간격으로 80×96 이고 반경방향의 벽면에서 최소격자의 크기는 대표길이를 기준으로 $1/400r$ (r 은 반경)이며, 최대격자의 크기는 $1/53H$ 이다. Courant수 및 확산수를 만족시키는 값에 안정계수를 곱하여 시간간격을 정하였다. 안정계수는 0.4를 부여하고 속도 및 압력의 반복 수속 판정조건으로서는 격자에서의 발산(divergence)의 최대값 0.001을 기준으로 하였다. 한 시간 간격에 대하여 평균 10회 전후의 반복횟수를 나타내었다. $T=100$ 에서 압력분포를 나타내고 있다. 실속링의 위치는 $X=0.48$ 에서 대표길이를 기준으로 높이와 폭이 0.1 및 0.15이다. 레이놀즈 수가 증가함에 따라 중앙부분의 압력 분포는 대체로 유사하나 벽면근처의 압력분포는 부압영역이 임펠러 축으로 근접해가면서 조밀해지는 것을 알 수 있다. 그림 14와 그림 15는 실속링의 유무에 따른 압력분포를 나타내고 있다. 실제 팬이 운전 중에는 축방향의 속도분포 뿐만이 아닌 회전에 의한 유동패턴이 나타나므로 실속링의 효과는 더욱 클 것으로 추정되며 이에 관해서는 차후에 보다 면밀한 연구가 필요하다. 그림 15에서 보면 실

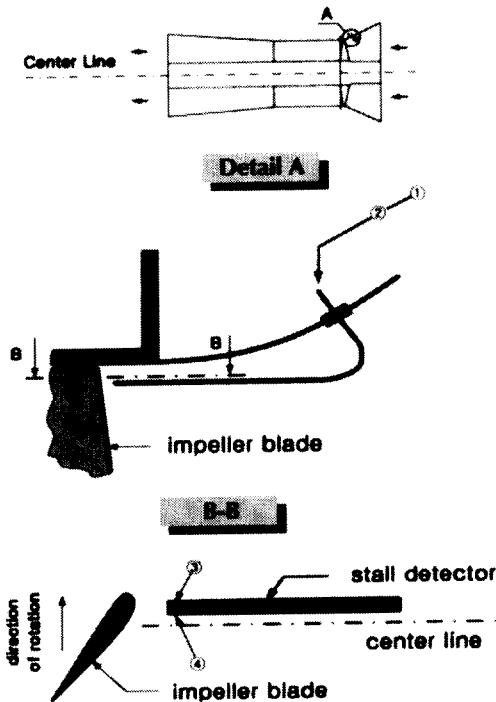


Fig. 15 With Anti-Stall Ring Equi-pressure Contours on the Suction Side at $Re = 5 \times 10^4$

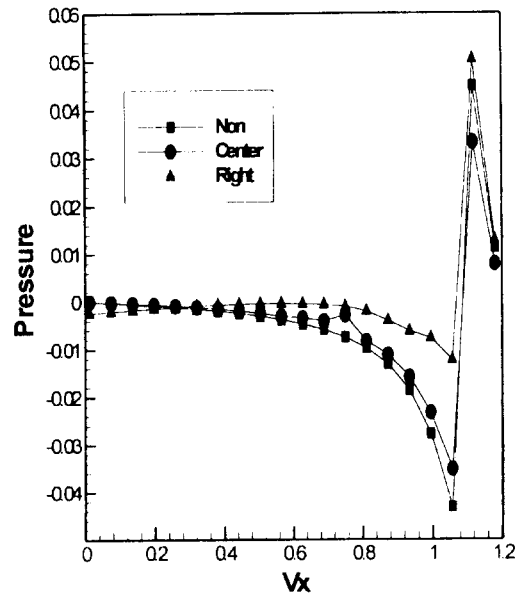


Fig. 16 Comparison of Pressure Distribution

속링의 영향으로 부압의 분포가 블레이드 끝단의 영역에서 감소하고 있으며 중앙부분의 압력분포가 균일하게 나타나고 있다. 그림16은 실속링의

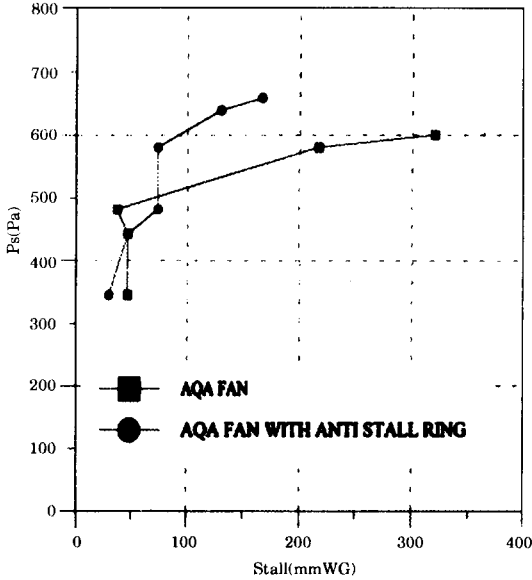


Fig. 17 Test Result of Axial Fan with Anti-Stall Ring by a Stall Detector

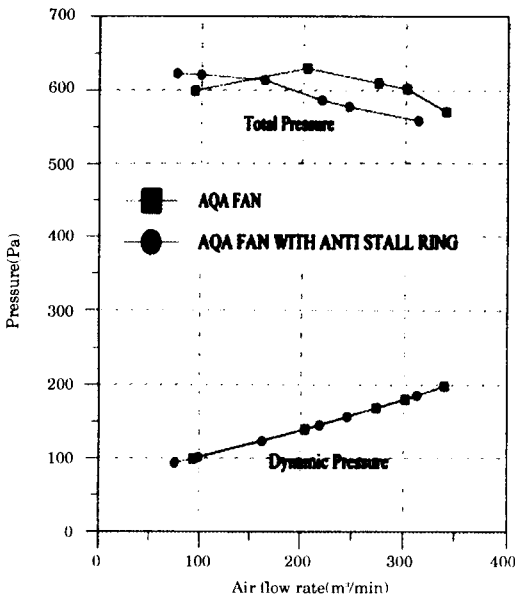


Fig. 18 Test Result of Axial Fan with Anti-Stall Ring

유무와 위치에 따라 벽면근처의 압력을 비교하여 나타낸 것이다. 실속링의 위치가 임펠러측에 근접하였을 때 부압분포가 가장 작게 나타나고 있다. 이것은 실속링이 설치된 영역으로 부터의 회전에너지가 유입되는 공기의 축방향 속도를 증가시키기 때문으로 판단된다. 그림17 및 그림18은 KS B 6311의 시험장치에서 $\phi 1400$ 실물 팬으로 실속링의 유무에 따른 공장시험을 한 결과이다. 그림17은 실속링의 유무에 따른 실속계측결과이다. 실속링이 없는 경우에는 세로축의 정압이 500Pa 부근에서부터 가로축에 보이는 실속계측값이 급격히 증가함을 알 수 있다. 그러나 실속링을 설치하였을 때에는 정압이 650Pa까지 증가하여도 실속계측값은 170mmWG로 완만히 증가함을 알 수 있다. 그림18은 실속링의 유무에 따른 풍량의 변화를 보이며 실속링을 설치함에 따라 보다 많은 유량을 통과하여도 정압이 낮아짐을 알 수 있다. 또한 실험 결과 흐름이 다소 안정되어 소음이 낮게 계속되었으며, 또한 실속링을 설치했을 경우에는 동력의 소비가 다소 줄었으며, 이것은 동일 압력하에서 풍량이 5%정도 낮아지는 데에 원인이 있다. 따라서 실속 방지링의 효과는 팬의 성능곡선상에서 설계 영역을 확장시킬 수 있어 향후 이에 대한 지속적인 연구가 필요하다.

제5장 결론

대형 축류팬의 임펠러에서 실속현상은 블레이드의 압력면과 배면에서의 유동특성이 크게 불균일하여 유발되는 팬 자체의 불안정 현상으로 소음과 진동을 동반한다. 이 연구에서는 실험 크기의 모형을 이용하여 유입 유속이 10 m/sec, Reynolds수는 5.8×10^4 일 때 단일의 주위의 유동특성을 영각 ($0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ$)에 따른 PIV계측 및 실속성에 관한 수치해석 그리고 1400 ϕ 실험에 의해 고찰하였다. 대형축류팬의 블레이드 설계 및 운용에 가장 큰 문제점인 실속에 관하여 다음의 결론을 얻었다.

1. 실험모델을 이용하여 단일익에 대한 PIV계측 결과 익주변의 속도분포에서 박리 현상이 나타났으며 영각이 증가할수록 전면부측으로

박리점이 이동하였다.

2. 대형 축류팬에서 실속의 계측 원리를 고찰하였으며, 실속에 따른 손상을 방지하기 위한 경보시스템을 제안하였다.
3. 내경 $\Phi 1400$ 이상의 대형축류팬의 경우 블레이드를 통과할 때의 압력이 60mmWG 이하에서는 안정된 운전이 가능하다. 실속계측기상의 차압이 80-100mmWG에서 실속현상이 나타나기 시작하여 공기의 유동특성이 불안정해지고 팬의 진동과 맥동이 증가하며, 100mmWG 이상에서는 실속이 발생하였다.
4. 대형 축류팬은 덕트내의 설계 풍속이 15m/s를 초과하면 저속용의 장방형 덕트보다 고속용에 적합한 원형 덕트를 채용하는 것이 바람직하다. 또한 분기 덕트의 취출구마다 설치하는 댐퍼기구는 최소의 유량을 확보할 수 있는 반폐형이나 다공형 댐퍼를 설치하는 것이 안전하다.
5. 수치해석 결과 실속방지용 링(anti-stall ring)을 설치한 경우 실속을 발생시키지 않는 안정된 운전영역이 특성곡선상에서 확장되었다. 실속 운전시 익근부의 반복 피로 응력으로부터 블레이드의 절손을 방지하기 위해서는 허브의 경을 크게 하고 블레이드의 길이를 줄이는 형상이 유리하며, 피로 응력이 집중되는 익근부에 steel shim을 넣어 피로파괴에 대응할 수 있다.
6. 반복 피로응력으로 부터 블레이드의 절손을 방지할 수 있는 값싼 블레이드의 재질과, duct loss를 쉽게 계산할 수 있는 실용 software 계산 프로그램의 개발에 대해 추가적인 연구가 필요하다.

참고문헌

1. 강신형, 1998, "NACA65-810 반경류에어포일 임펠러의 성능특성", 유체 기계 저널, 제1권 제1호, pp.30
2. 김진형, 1998, "반경류형 회전차를 가진 원심송풍기의 깃이 없는 디퓨저 내의 선회실속에 관한 실험적 연구", 대한기계학회논문집 제22권 제9호, pp.1248 ~ 1254.
3. 김영득, 김성구, 최상호, 1991, 유체기계, 도서출판 남양문화, pp. 215-232.
4. 신치용, 1997, 공기조화설비, 기문당, 덕트와 부속기구 pp.185-254.
5. 조강래, 1997, 실속과 서어지, 유체기계 연구개발협의회 소식, 제2호, pp.22-24.
6. 조강래, 1997, 실속과 서어지, 유체기계 연구개발협의회 소식, 3호 pp.17-20.
7. 김만용, 김진구, 1996, 터어보 공기기계에서 발생하는 제반현상, 한국박용기관학회지, 제20권제5호, pp.458-467.
8. 이영호 외, 1995, PIV에서의 계조치상호상관법의 개발, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집2, pp.396-400.
9. 이영호 외, 1995, PIV에서의 보관방법의 적용, 대한기계학회 추계 학술대 논문집2, pp.49-56.
10. 김상완, 1998, "PIV에 의한 버터플라이밸브의 유동특성에 관한연구", 한국해양대학교 석사학위논문.
11. K.Eom, 1988, "Performance of Butterfly Valves as Flow Controller," ASME, Vol.110, pp. 16-19.
12. Low Pressure Duct Construction Standard, 5th edition, 1976(SMACNA)
13. Nordisk Ventilator Co. A/S, Technical book