

## 기관기진력과 축계진동

안 시 영 <울산대학교>

정 정 훈 <한국기계연구원>

### 1. 서 언

선박의 주기기관으로 통상 사용되고 있는 디젤기관은 터빈기관과 같은 회전기관과는 달리 왕복동기관이기 때문에 왕복 회전질량에 의한 불평형 관성력 및 관성모멘트, 실린더내의 주기적인 변동가스압력 등으로 인하여 본질적인 진동문제를 안고 있다. 특히, 석유과동을 거치면서 에너지절약, 고효율을 위하여 대구경·장행정·소수실린더 저속 2행정 디젤기관을 주기기관으로 채용하는 선박이 늘어나는 추세이나, 이로 인하여 저회전, 대토키전달을 위한 대형축과 이를 지지하는 선체강성의 상대적인 저하 및 장행정화로 인한 토키증가, 실린더당 출력증대를 위한 도시평균유효압력상승, 연료소비율저감을 위한 실린더내 최고압력증가로 인한 기진력의 증가등 선박진동 관점에서 더욱 불리한 결과를 초래하였다. 또한 10여년전 까지만 하여도 프로펠러기진력이 선체 및 상부구조 진동의 주원인이었으나 스쿠프로펠러의 사용, 선형개발등으로 프로펠러기진력이 상대적으로 많이 줄게 되므로써 장행정 소수실린더 디젤기관의 기진력에 의한 기관본체진동 및 선체진동이 더욱 문제시 되고 있으며, 추진축계 진동문제에 있어서도 종래의 가장 문제시 되어온 비틀진동뿐만 아니라 종진동, 횡진동, 비틀진동에 의한 종 비틀연성진동이 중요한 문제로 대두되었다.

따라서 본 고에서는 진동관점에서 특히 문제시 되고 있는 장행정·소수실린더·저속 2행정 디젤기관의 기진력 발생기구와 기관본체진동에 대하여 살펴보고, 박용디젤 추진축계의 진동문제와 관련해서는 1980년 이후부터 본격적으로 시작된 국내의 연

구사례들을 중심으로 이 분야에 대한 연구현황을 소개하고 향후 중점적으로 연구해야 할 문제점들을 검토하고자 한다.

### 2. 기관기진력 및 기관본체진동

#### 2.1 기관기진력[1][2]

왕복동기관인 디젤기관의 기진력은 주로 왕복 회전부질량에 의한 관성력과 실린더내의 주기적인 변동가스압력에 기인한다. 기관기진력의 발생기구 및 주요성분은 Fig. 1과 같은 피스톤-크랭크 기구에 의해 설명될 수 있다. Fig. 1에서 보듯이 피스톤-크랭크 기구에 작용하는 힘의 성분은 다음과 같다.

- i) 점  $P$ (왕복부질량의 집중점으로서 통상 크로스헤드부)에 작용하는 수직력  $F$ : 왕복부질량에 의한 관성력  $F_{RBC}$ 과 피스톤에 작용하는 가스력  $F_G$ 의 합으로 주어지며 연결봉의 축방향 힘 성분  $F_C$ 와 크로스헤드부의 축압성분  $F_S$ 로 나누어 진다.
- ii) 점  $C$ (회전부질량의 집중점으로서 크랭크핀)에 작용하는 회전부질량에 의한 관성력  $F_{ROT}$ 와 연결봉을 통하여 전달되는 연결봉의 축방향 힘  $F_C$ : 연결봉의 축방향 힘  $F_C$ 는 크랭크 반경력 성분  $F_R$ 과 접선력 성분  $F_T$ 로 나누어 진다. 한편, 크랭크축 중심점  $O$ 에는 접선력  $F_T$ 에 의한 크랭크의 회전토키의 반력으로서 점  $P$ 에 작용하는  $F_S$ 와 크기는 같고 방향이 반대인 힘이 작용한다.

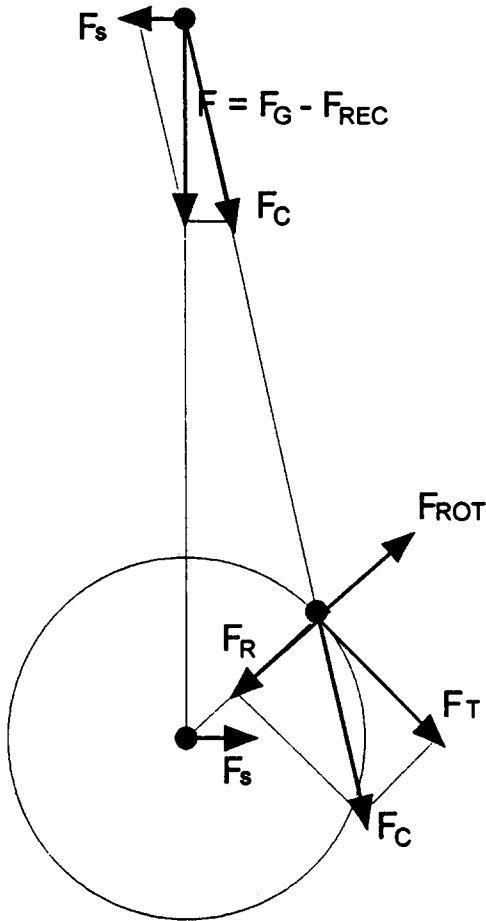


Fig.1 피스톤-크랭크 기구

상기 피스톤-크랭크 기구에 작용하는 힘의 성분들이 선체, 기관본체 또는 추진축계 진동을 발생시키는 기진력으로 작용하며, 이들 힘에 의한 주요 기진력 성분들은 다음과 같다.

- 1) 왕복 회전부 관성력에 의한 다 실린더기관의 불평형 관성력과 관성모멘트 : 다 실린더기관에 있어서 각 실린더의 왕복 회전부의 관성력  $F_{REC}$  및  $F_{ROT}$ 의 전체 실린더에 대한 힘의 총합과 모멘트의 총합이 영(zero)이 아니면 불평형 관성력과 모멘트가 남게 된다. 통상 관성력은 특수한 기관을 제외하고 평형을 이루나 불평형 모멘트는 거의 모든 다 실린더기관에서 발생한다. 이 경우 유의해야 할 불평형모멘트는 1,2차 성분으로서 왕복 회전부의 관성력에 의한

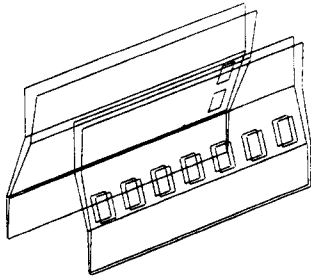
수직 수평방향 1,2차 불평형모멘트는 선체저차 상하진동, 선체저차 수평진동 및 이중저진동을 발생시키는데, 선체수평진동은 선체비틀진동과의 연성형으로 나타난다.

- 2) 크로스헤드부의 측압  $F_S$ (Guide Force)에 의한 H형 및 X형 진동모멘트 : 크로스헤드부 측압의 크랭크축 중심들레에 대한 모멘트로 정의되는 H형 진동모멘트에 의하여 기관본체가 횡방향으로 같은 위상으로 움직이는 H형 진동(Fig. 2-(a) 참조)이 발생된다. 또한, 크로스헤드부 측압의 기관중심들레에 대한 모멘트로 정의되는 X형 진동모멘트에 의하여 기관본체가 측방향으로 하나의 짝을 갖는 X형 진동(Fig. 2-(b) 참조)이 발생한다. 이중저진동은 기관본체의 H형 진동, X형 진동과 연성되어 일어난다.
- 3) 접선력  $F_T$ 에 의한 회전토크는 축계 비틀진동의 기진력으로 작용한다.
- 4) 크랭크반경력  $F_R$ 은 크랭크암과 저어널을 거쳐 축계 종방향의 추력으로 변환되어 축계 종진동의 기진력으로 작용한다. 또한 축계 종진동 및 비틀진동에 의한 종 비틀연성진동은 기관본체가 전후방향으로 움직이는 L형 진동(Fig. 2-(c) 참조)을 발생시킨다.

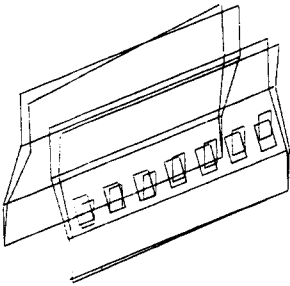
## 2.2 기관본체진동[3][4]

기관본체진동은 2.1절에서 언급한 바와 같이 크로스헤드부의 측압에 의한 H형 및 X형 진동모멘트(Guide Moment)에 의하여 일어나는 횡진동인 H형진동, 비틀진동인 X형진동과 축계종진동에 의하여 일어나는 전후진동인 L형진동으로 대별된다. 이하에서는 각 진동형에 대한 진동특성에 관하여 특히 문제시 되고 있는 장행정 소수실린더 저속 2행정기관을 중심으로 살펴본다.

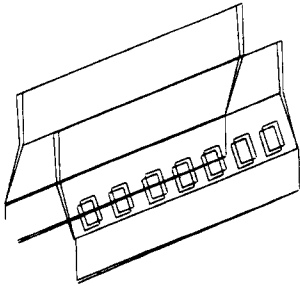
Fig. 3에는 실린더수에 따른 이들 진동형에 대한 고유진동수와 기진주파수와와의 관계를 나타내었다. 그림 3에서 보듯이 H형진동의 고유진동수는 실린더수에 상관없이 거의 일정하고 기진주파수는 실린더수에 따라 증가하며 4, 5 실린더기관의 경우 각각 기진력 4차 및 5차성분과 공진위험성이 매우 높음을 알 수 있다. 또한 H형 진동모멘트는 실린더수가 작을수록 크기때문에 소수실린더기관을 채용한 선박에서는 기관본체의 H형진동에 의한 과도한 선체진동이 일어날 가능성이 매우 높다. X형진동의 경우에는 고유진동수는 실린더수가 증가함에 따라 감소하며 소



(a) H-진동형



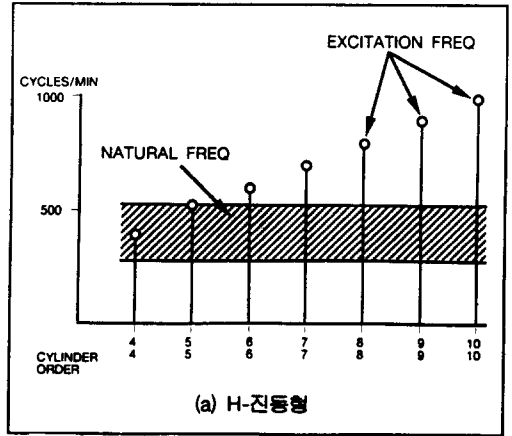
(b) X-진동형



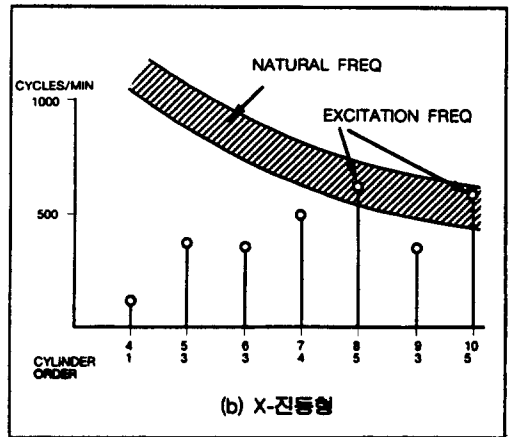
(c) L-진동형

Fig. 2 기관본체 진동형

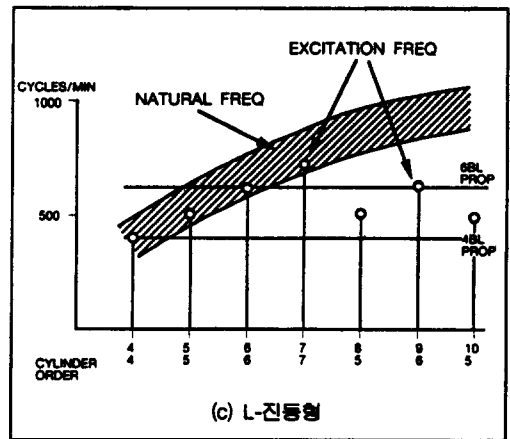
수실린더기관에서는 공진가능성이 거의 없는 반면에 8, 10 실린더기관의 경우 기진력 5차성분과 공진위협성이 매우 높음을 알 수 있다. 축계중진동에 의해 일어나는 L형진동의 고유진동수는 실린더수에 따라 증가하며 소수실린더기관의 경우 공진위협성이 매우 높음을 알 수 있다. 프로펠러날개수와 동일한 실린더수를 갖는 기관의 경우에는 프로펠러날개수 주파수 성분의 추력변동에 의해서도 공진위협성이 매우 높음을 알 수 있다. 또한, 소수실린더기관의 경우에는 토오크변동이 매우 크기 때문에 과도한 축계비틀진



(a) H-진동형



(b) X-진동형



(c) L-진동형

Fig. 3 실린더수에 따른 기관본체진동 고유진동수와 기진주파수성분

동변위가 발생한다. 이로 인하여 프로펠러에는 프로펠러날개수와는 무관한 기관실린더수 주파수성분을

갖는 추력변동이 발생하며, 그 결과 심한 L형진동이 일어난다. 한편, 기관본체는 비교적 유연한 선체이중저상에 설치되기 때문에 기관본체진동의 고유진동수는 이중저구조의 진동특성에 큰 영향을 받게된다. 일반적으로 H형 및 L형진동 고유진동수가 X형진동 고유진동수에 비하여 기관본체 하부구조의 지지상태에 훨씬 큰 영향을 받는 것으로 알려져 있다.

이상에서 살펴본 바와 같이 장행정 소수실린더기관의 경우, H형 진동모멘트 및 축계중진동과 과도한 비틀림진동에 의한 프로펠러의 추력변동 기진주파수 성분들과 공진위협성이 매우 크며, 이로 인하여 과도한 선체진동을 일으키는 원인이 된다. 따라서 정확한 선체진동응답 예측을 위해서는 기관본체진동 및 축계중 비틀림연성진동을 고려한 진동해석방법에 대한 연구가 절실히 요망된다.

### 3. 축계진동[1][5~10]

디젤기관을 주기관으로 하는 박용추진축계의 진동 발생은 기관의 가스압력 및 왕복관성력과 비대칭, 불균일한 반류속에서 회전하는 프로펠러의 유체력에 기인한다. 박용추진축계의 진동문제는 주로 비틀림진동이 거론되어 왔으나, 최근에 고출력, 장행정 소실린더 기관의 출현으로 종진동, 비틀림진동에 의한 중비틀림연성진동 및 횡진동도 문제가 되고있다.

비틀림진동은 축계진동의 가장 중요한 문제로서 기관의 상용회전수 범위내에서 대체로 1절 및 2절진동이 문제가 되며, 이로 인하여 축계의 피로파손 및 기관소음의 주원인이다. 따라서 각국의 선급에서는 과도한 비틀림진동이 일어나지 않도록 엄격한 규정을 제시하고 있다. 종진동은 처음에는 프로펠러에 의한 추력변동이 원인이 되어 디젤주기 선박에 비하여 상대적으로 약한 추력베어링을 갖는 터어빈주기 선박에서 문제가 되었으나 최근 대형 디젤기관에서도 크랭크축 중변위와 가스압력에 의한 중기진력의 증가로 인하여 크랭크축의 피로파손, 추력축의 이상마멸, 소음발생 및 선체진동등의 문제가 발생하였으며, 특히 에너지절약형의 초장행정기관에서는 거의 모든 기종에서 종진동이 문제가 되기 때문에 종진동댐퍼를 상비하고 있는 형편이다. 또한 에너지절약형 기관의 과도한 축계비틀림진동으로 인하여 프로펠러의 추력변동이 발생하여 심한 종진동을 유발하거나, 크랭크축이 중변위를 유발하는 중 비틀림연성진동이 자주 발생하기 때문에 이에 대한 대책을 필요로 하고 있다. 특히, 종진동 및 비틀림진동에 의한 중 비틀림연성진동은 기관

본체의 L형진동 및 선체진동을 일으키는 주기진원이 되고 있다. 횡진동은 종래에는 해군함정과 같은 특수선박에서만 문제가 되었으나, 최근 많이 건조되고 있는 고출력 컨테이너선에서 추진마력을 크게하기 위하여 추진축계는 크고 무거워진 반면에 이를 지지하는 선체강성은 상대적으로 약하게 되기 때문에 문제가 되고 있다. 횡진동은 축자체의 손상, 선미관베어링의 이상마멸, 선미관사일 사고등의 원인이 될뿐만 아니라, 선미진동의 원인이 되기도 한다.

따라서 더욱 복잡하고 다양해진 축계진동문제를 해결하기 위하여 국내의 경우 1980년 이후부터 본격적으로 많은 연구들이 수행되어 축계진동 해석방법과 해석프로그램 개발에 있어서 상당한 진전을 보았으나 진동해석모델링을 위한 계특성치, 기진력 및 감쇠력의 정도 높은 산정에 있어서 아직까지도 해결되지 않은 많은 문제점들이 남아 있다.

해석모델링을 위한 계특성치 산정에 있어서의 가장 어려운 문제점은 디젤기관 크랭크스로우의 비틀림강성, 종강성 및 중 비틀림연성강성과 추력베어링의 종강성 평가로서 이에 대한 많은 연구가 국내에서 수행되어 상당히 정확한 계산식이 유도되었으나 사용하기에 매우 복잡하며 아직도 불확실한 요소가 남아있다. 실제 진동해석시에는 일반적으로 기관제작사가 제공하는 자료를 직접 사용한다. 또한 프로펠러 부가수질량과 횡진동해석시 선미관 베어링의 지지점 위치결정 및 유막을 고려한 지지강성의 정확한 산정도 해결해야 할 문제점으로 남아있다.

축계강제진동해석시 필요한 기진력 산정에 있어서의 문제점은 다음과 같다. 기관기진력 특히 가스압력에 의한 기진력은 기관제작사가 제공하는 실린더폭발가스의 지압선도를 Fourier해석을 통하여 계산된 하모닉계수값들을 직접 이용하는데, 이 경우에도 대부분 국외 기술제휴 기관제작사에 의존하는 실정이다. 종진동의 주요 기진력인 가스압력과 왕복관성력에 의한 크랭크축반경력의 추력변환을 산정에 대한 많은 연구가 국내에서 수행되어 상당히 정확한 계산식이 유도되었으나 사용하기에 매우 복잡하며 아직도 불확실한 요소가 남아있다. 한편, 축계진동의 또 다른 기진력인 프로펠러 기진력을 정확히 산정하기 위해서는 모형시험과 막대한 계산이 필요하므로 진동해석에 쉽게 이용할 수 없다. 또한, 기관기진력과 프로펠러기진력 사이의 위상관계에 대한 정확한 파악도 문제점으로 남아 있다.

축계진동의 강제진동응답해석에 있어서의 가장 불확실한 요소는 기진차수와 진동절수에 따라 변화하

는 감쇠계수의 산정이며 이를 해결하기 위해서는 보다 많은 실선 축계진동 측측을 통하여 실험적으로 규명하는 수 밖에 없다.

현재까지의 축계강제진동응답해석은 기관기진력과 프로펠러기진력의 불규칙성의 영향이 전혀 고려되지 않는 확정적 해석방법이다. 디젤기관의 기진력은 각 실린더, 각 사이클마다 불규칙적이며 또한 프로펠러의 기진력도 불규칙적이다. 이러한 불규칙성의 영향을 고려하지 않는 종래의 확정적 해석방법으로는 추정되지 않는, 선급이 규정한 허용한도를 초과하는 최대부가응력이 기관운전범위에서 발생하는 경우가 있어 축계설계시 많은 어려움이 있다. 따라서 축계의 안전성 향상을 가일층 도모하기 위해서는 이러한 확률변수(random variables)를 고려한 확률적 해석방법이 필요하며, 현재 이에 대한 기초적 연구가 진행되고 있다.

한편, 국내에서도 진동해석뿐만 아니라 진동댐퍼의 개발을 통하여 축계진동을 제어하려는 연구가 시도되고 있다.

#### 4. 결 언

박용디젤기관의 대구경 장행정 소수실린더 저속화 추세로 인한 기관기진력 증가와 스쿠프로펠러의 사용, 선형개발등으로 인한 프로펠러기진력의 상대적인 감소로 기관기진력에 의한 기관본체진동 및 선체진동 문제가 주요 관심사로 대두되었으며, 축계진동 문제도 매우 복잡하고 다양해져서 종래의 비틀진동뿐만 아니라 종진동, 횡진동, 비틀진동에 의한 종 비틀연성진동이 문제시 되고있다. 이러한 박용디젤기관의 진동문제를 규명하기 위하여 국내에서도 1980년 이후부터 본격적인 확정적 해석에 대한 연구가 수행되어 상당한 진전을 보았으며, 또한 최근 기관비틀토크의 확률변수들을 고려한 축계강제비틀진동의 확률적 해석에 대한 연구가 진행되고 있으나 아직까지도 많은 문제점들이 남아있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 국내에서 박용기관 자체모델의 독자개발을 통하여 기관해석모델링기법 및 기관기진력산정, 보다 많은 시험을 통한 축계진동 감쇠기구규명, 기관본체진동 및 축계 중 비틀연성진동에 의한 기진력 전달기구의 해명, 이들을 적절하게 고려한 해석모델링방법, 부가수질량등의 계특성치 평가, 복합

기진력을 고려한 선체진동해석방법 등에 대한 연구가 중점적으로 이루어져야 할 것이다. 또한 축계진동 제어대책의 일환으로 높은 신뢰성을 가진 진동댐퍼의 국산화 개발을 위한 연구와 실험이 보다 심도있게 수행되어야 할 것이다.

#### 참 고 문 헌

- [1] 김극천외, 선박 진동 소음제어 지침, 한국선급, 1991.
- [2] VERITEC(Noise and Vibration Group), *Vibration Control in Ships*, 1985.
- [3] H. Smogeli, "Analysing Long-Stroke Engine Forces at the Design Stage", *The Motor Ship*, Oct., 1988.
- [4] I. Asmussen and H. Mumm, "Design of Ships Fitted with Two-Stroke Engines in View of Low Vibration Level", *Proc. of PRADS92*, Newcastle upon Tyne, U. K., 1992.
- [5] 안시영, "유한요소법에 의한 축계의 연성자유형진동해석에 관한 연구", *대한조선학회지*, 제23권, 제 4호, 1986.
- [6] 안시영, 김사수, "윤활유 선미관 베어링축계의 준정적 평형상태에 관한 연구", *대한조선학회지*, 제26권, 제 3호, 1989.
- [7] 전효중, "내연기관 크랭크축계의 연성진동에 관한 연구", *한국과학재단 제 39회 학연산 연구교류회 발표집*, 1991.
- [8] Ahn, S.Y. and Krakovski, M.B., "Reliability Analysis of Marine Diesel Engine Shafting Systems under Torsional Vibration", *TEAM VII Paper No. 9*, 1993.
- [9] 이충기, 전효중, "크랭크축 비틀림진동점성댐퍼의 설계와 댐퍼 성능시뮬레이션프로그램개발", *한국박용기관학회지*, 제13권, 제1호, 1989.
- [10] 김종수, 제양규, 정재현, 전효중, "유체감쇠 커플링의 동특성에 관한 이론적, 실험적 연구 [I,II]", *한국박용기관학회지*, 제18권, 제1호, 1994.