

탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 특성 및 제어

°박용남* · 이진모** · 김태언*** · 김의간****

A Study on the Characteristics and Control of Torsional Vibration for Engine Shafting Systems with Elastic Coupling

°Y. N. Park* · J. M. Lee** · T. U. Kim*** · U. K. Kim****

Abstract

Power driving shaft systems with reduction gear are frequently equipped with elastic couplings to protect reduction gears and to relieve the torsional vibration problems.

In this study, torsional vibration characteristics for the engine shafting system with elastic couplings are investigated and the calculating program is developed. It is confirmed that torsional vibration can be controled by careful selection of a elastic coupling with suitable characteristics and the suitability of a elastic coupling can only be determined as a result of a complete torsional vibration analysis including engine conditions such as misfring for shafting system.

1. 서 론

중, 고속기관을 탑재한 축계는 감속장치를 장착하게 되고, 기관의 변동토크와 비틀림진동으로부터 감속장치를 보호하기 위하여 디젤기관과 감속장치 사이에 탄성커플링을 설치하고 있다. 탄성커플링은 1917년에 처음으로 강재의 Steelflex형을 기관축계에 사용한 이후로 최근에는 가격이 저렴하고 설치가 용이한 고무형을 많이 사용하고 있으며 고탄성 및 큰 감쇠효과로서 비틀림 진동의 주위험속도를 회피시키고 진폭의 크기를 낮추어 비틀림진동으로 인한 감속장치의 파손을 방지하는 역할을 하고 있다.

그러나 강재형 탄성커플링은 과도한 진동토크로

인하여 스프링이 파손되는 경우가 있고, 고무형은 기름에 의한 열화와 공기중의 오존에 의한 표면자연열화 및 고무의 히스테리시스현상에 의한 내부열의 증가로 인하여 용융파손되는 경우가 자주 보고되고 있다. 또한 탄성커플링은 기관이 정상적인 상태로 운전될 때 보다는 각 실린더간의 부하가 불균일하거나, 실린더에서 착화실패가 발생하여 토크변동이 심할 경우에 손상되기 쉽다. 따라서 탄성커플링의 손상을 방지하고 비틀림진동으로부터 기관축계를 보호하기 위해서는 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 특성을 명확히 파악하고, 적절한 탄성커플링을 선정하여 기관축계의 비틀림진동을 제어할 필요가 있다.

본 연구에서는 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 특성을 검토하고, 이러한 기관축계의 비틀림진동을 해석하기 위한 전산프로그램을 개발한다. 또한 이를 실제 기관축계에 적용하여 측정결과와 비교하고, 탄성커플링으로 기관축계의 비틀림진동을 제어하는 방법을 검토하고자 한다.

* (사)한국선급 기관기술부

** 통상산업부 산업기계과

*** 한국해양대학교 대학원

**** 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부

2. 비틀림진동 특성

탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동은 탄성커플링의 낮은 강성계수 때문에 직결축계와 비교하여 저차모드의 고유진동수가 크게 낮아진다. 따라서 주위회전수는 기관의 상용회전수 이하로 저하하게 되어 위험회전수의 회피가 가능하게 된다. 그러나 직결축계에서는 중간축 또는 추진축에 나타나는 절점이 탄성커플링에 위치하게 되어, 축의 응력은 작아지나 탄성커플링에 작용하는 응력이 상대적으로 크게 된다.

따라서 탄성커플링의 진동토크 및 열부하의 검토가 중요하게 되며, 기관에 착화실패가 발생하면 0.5차, 1차, 1.5차 등의 저차의 비틀림진동이 증가하게 되는 특성을 갖는다. 또한, 탄성커플링은

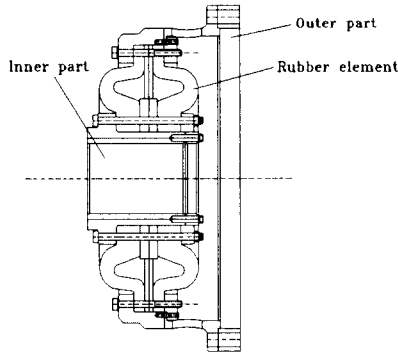


Fig. 1 Schematic diagram of the E-type coupling.

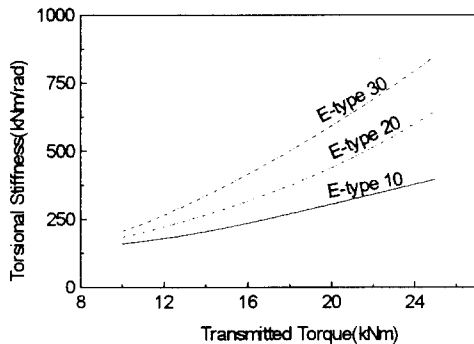


Fig. 2 Dynamic torsional stiffness of the E-type coupling.

재질의 특성으로 인하여 강성계수가 가진주파수, 온도, 진동토크 및 전달토크에 영향을 받는 비선형성을 갖는 경우가 많다.

Fig. 1은 비선형 커플링의 일종인 V사의 E형 커플링을 나타낸다. 이 커플링의 동강성계수를 전달토크에 대하여 나타내면 Fig. 2와 같이 되며, 전달토크가 증가할수록 강성계수가 증가함을 알 수 있다. 이러한 비선형 탄성커플링을 갖는 축계는 강성계수와 감쇠계수가 일정하지 않으므로 기존의 선형 해석방법은 적용이 곤란하다.

탄성커플링의 감쇠는 비틀림진동의 진폭을 감소시키므로 비틀림진동을 효과적으로 제어할 수도 있다. 그러나 변동하중 하에서 감쇠에 의한 에너지 손실은 내부의 열로 변환하여 탄성커플링이 용융 파손될 수도 있다. 또한 탄성커플링은 기관에서 착화실패가 발생하면 토크변동이 증가하여 손상되기 쉽다. 따라서 탄성커플링의 손상을 방지하고 비틀림진동으로부터 기관축계를 보호하기 위해서는 탄성커플링의 비선형성과 기관의 착화실패를 고려하여 비틀림진동을 해석하고 축계의 진동토크와 탄성커플링의 열부하를 함께 평가하여야 한다.

3. 비틀림진동 해석 및 측정

본 연구에서는 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동을 전달행렬법에 구분선형법을 적용하여 해석하는 전산프로그램을 개발하였다. 이 결과를 Fig. 3과 같은 비선형 D형 커플링을 갖는 모래운반선의 추진축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 계산하고 측정치와 비교하였다. 이 추진축계는 직렬 6기통 4행정 C형 디젤기관(1,854 kW x 1,000 rpm)을 주기관으로 갖고, 기관의 전부에 모래준설용 펌프가, 후부에는 추진장치가 연결되어 있다.

이 축계의 비틀림 진동진폭은 PTO축에서 측정하였으며, 측정장비로는 비틀림 진동미터(B&K 2325), 속도감지센서(BK MM0024), FFT분석기(Onosokki CF360), 트래킹필터(Onosokki CF0382) 등을 사용하였다. Fig. 4에 PTO축에 대하여 해석한 비틀림 강제진폭과 측정결과를 보인다. 이를 검토하여 보면 계산에 의한 1.5차와 3차의 위험회전수 및 진동진폭이 측정치와 거의 일치하고 있어, 해석법의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

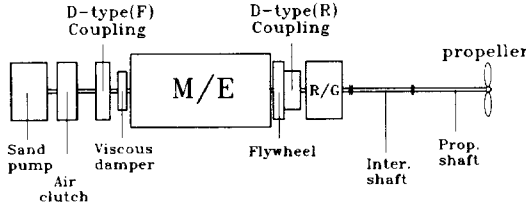


Fig. 3 Schematic diagram of the C engine shafting system with D-type coupling.

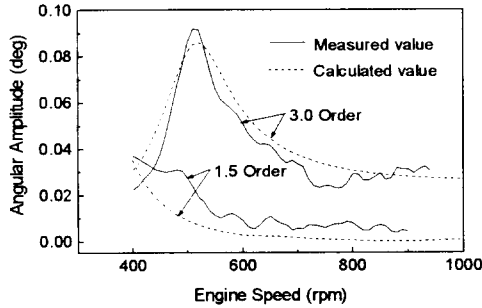


Fig. 4 Comparison between calculated values and measured ones

4. 비틀림진동 제어

4.1 선형 탄성커플링을 이용한 기관축계의 비틀림진동 제어

Fig. 3의 D형 커플링을 갖는 C형 기관축계에 대하여 비틀림진동 해석을 실시하고 축계의 안정성을 검토한 결과, 연속최대회전수 부근에서 비틀림진동에 의한 크랭크축의 부가응력이 크게 발생하여 이를 효과적으로 제어할 필요가 있었다. 이 진동성분을 파악하기 위하여 25% 부하와 100%부하에 대한 고유진동수와 비진폭을 계산하고 검토한 결과, 연속최대회전수 부근의 4.5차는 4절 고유진동수에 해당하는 성분으로 추정되었으며, 4절 진동모드의 절점이 기관과 감속장치 사이의 탄성커플링에 위치함을 알 수 있었다.

따라서, 이 축계의 비틀림진동을 제어하기 위해서는 4절 고유진동수를 높여 4.5차 위험회전수를 연속최대회전수 이상으로 상향조정하는 것이 바람직하다. 이 방법으로는 4절에 가장 큰 영향을 미치는 탄성커플링의 강성을 높이는 것이 효과적이기

때문에, 이 축계에 적용 가능한 탄성커플링 중에서 높은 강성계수를 갖는 선형 R형 커플링을 선정하였다. 이 기관축계를 등가 비틀림진동계로 모델링하면 Fig. 5와 같다.

Fig. 5와 같이 R형 커플링으로 변경한 축계에 대해 비틀림 강제진동을 해석하고, 기존의 D형 커플링을 갖는 축계와 비교하여 안정성을 평가하였다. 이결과를 Fig. 6 ~ 8에 보인다. 이들 그래프에서 가는 선은 기존의 D형 커플링을, 굵은 선은 R형 커플링을 적용한 결과이다. Fig. 6은 크랭크축의 부가응력에 대한 것으로 4절 4.5차 위험회전수가 연속최대회전수 이상으로 상향 조정되고, 크랭크축의 부가응력도 연속최대회전수에서 $9 N/mm^2$ 정도 감소하여 선급의 허용치를 만족하고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 탄성커플링에 작용하는 진동토크와 열부하를 계산한 결과이다. 이를 검토하여 보면 연속최대회전수에서 문제로 되었던 4절 4.5차의 진동토크와 열부하는 감소하였으나, 600 rpm 부근의 3절 3차 진동토크와 열부하는 약간 증가하였다. 여기서 커플링 제작사에서 제시한 R형 커플링의 진동토크 허용치는 $5 kNm$ 이고, 허용 열부하는 $580W$ 이므로 허용치를 만족하고 있다.

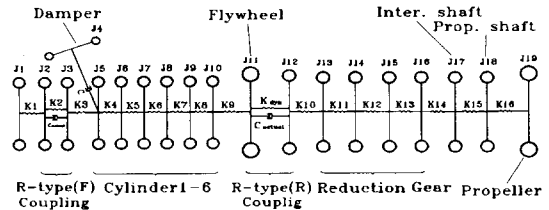


Fig. 5 Equivalent mass system of the C engine shafting system with R-type coupling.

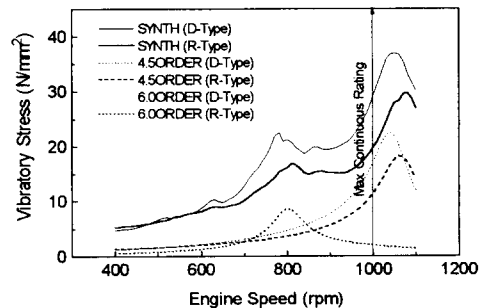


Fig. 6 Calculated vibratory stresses at the No. 3 crankshaft.

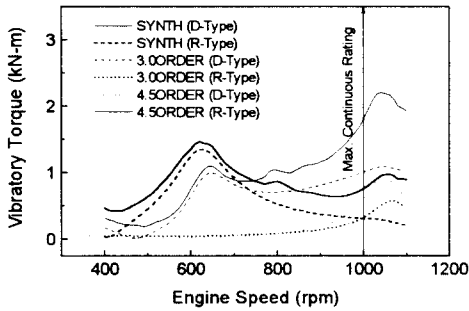


Fig. 7 Calculated vibratory torques at the coupling.

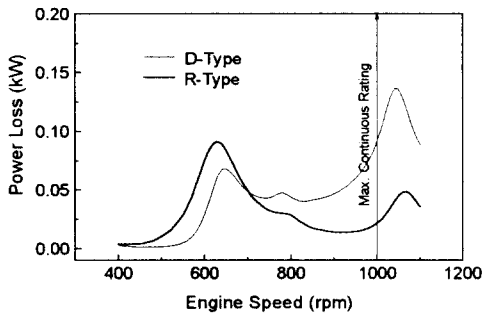


Fig. 8 Calculated power-loss at the coupling.

4.2 비선형 탄성커플링을 이용한 저부하 영역의 비틀림진동 제어

본 절에서는 기관의 저부하영역에서 저차모드의 비틀림진동이 문제로 되는 경우에 탄성커플링으로 이를 제어하는 방법에 대하여 검토하였다. 해석 대상 기관축계는 Fig. 9와 같이 주기관으로 직렬 6기통 4행정 S형 디젤기관(1,100 PS x 380 rpm)을, 플라이 휠과 감속장치 사이에 탄성커플링이 설치되어 있다. 중고속기관에 일반적으로 사용되는 비틀림댐퍼는 설치되어 있지 않다.

이 기관축계의 초기 설계시에 연속최대출력시의 평균전달토크를 만족하는 탄성커플링으로 비선형 특성을 갖는 D형, G형, E형 커플링과 선형 특성을 갖는 R형 커플링을 선정하였다. Fig. 10에 기관회전수에 대한 각 커플링의 강성계수 차이를 보인다. 이를 검토하여 보면 D형 커플링의 강성계수가 회전수에 따라 큰 폭으로 변하고 있으며, G형 커플

링의 강성계수는 선형의 R형 커플링과 비슷하게 거의 직선으로 된다. E형 커플링은 이들 커플링 중에서 가장 낮은 강성계수를 갖고 있다.

각 탄성커플링을 기관축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 해석하였으며, Fig. 11에 D형, G형, R형 및 E형 커플링을 기관축계 적용하여 계산한 커플링의 진동토크를 보인다. 이를 검토하여 보면, 저부하 영역에서 1절 3차의 진동토크와 열부하가 상당히 크게 나타나고 있으나, E형 커플링을 적용한 경우는 1절 3차 위험회전수가 100 rpm근방까지 하향 이동하여 바람직한 결과를 주고 있다.

Fig. 12는 정상운전시에 E형 탄성커플링의 열부하를 계산한 결과로 기관의 사용회전수 전영역에 걸쳐 허용치를 만족하고 있다. 따라서 이 축계는 E형 커플링을 채택하면 저부하영역의 비틀림진동을 효과적으로 제어할 수 있다.

4.3 비선형 탄성커플링을 이용한 고부하 영역의 비틀림진동 제어

일반적으로 낮은 절의 주위험차수를 회피하기 위하여 선형 탄성커플링을 적용하면, 연속최대회전수 부근에서 3절 이상의 위험회전수가 나타나 이를 제어하기가 용이하지 않다. 이런 경우에 비선형 탄성커플링을 적용하면 저부하 영역과 고부하 영역의 비틀림진동을 함께 제어할 수도 있다.

여기서는 검토 대상으로 직렬 6기통 4행정 M형 디젤기관(1,305 PS x 900 rpm)을 주기관으로 갖고, 기관 전부에 플라이 휠과 비틀림댐퍼를 장착한 축계를 선정하였다. 이 축계에서 최대출력시의 전달토크를 만족하는 커플링으로는 선형특성을 갖는 R형 커플링과 비선형 특성을 갖는 G형, D형(I), D형(II)커플링 등이 있다.

이들 커플링의 기관회전수에 대한 강성계수의 추이를 계산하면 Fig. 13과 같다. 이를 검토하여 보면 R형과 G형은 비슷한 특성을 가지며, D형(I)과 D형(II)는 기관회전수에 따라 강성계수가 크게 변하고 있다. 여기서 R형 커플링이 가장 낮은 강성계수를, D형(II) 커플링이 가장 높은 강성계수를 갖고 있다.

각 탄성커플링을 기관축계에 적용하여 비틀림 강제진동을 해석한 결과, 연속최대회전수 부근에서 3절 6차 비틀림진동이 문제로 되었다. 이를 효과적으로 회피하기 위해서는 저부하 영역에서는 강성

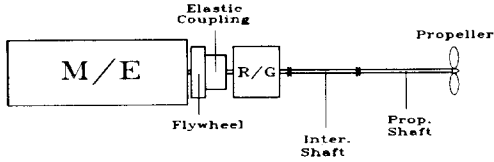


Fig. 9 Schematic diagram of the S engine shafting system

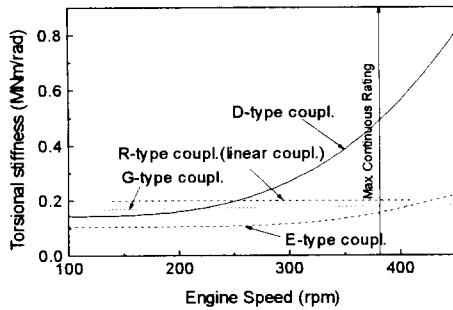


Fig. 10 Dynamic characteristics for the various type couplings.

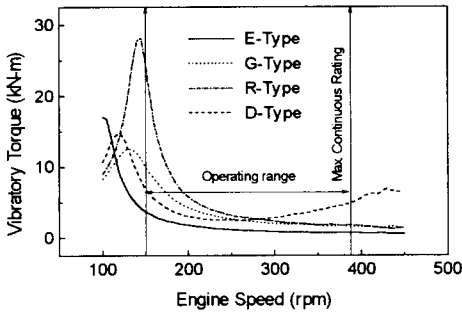


Fig. 11 Calculated vibratory torques for the various type couplings.

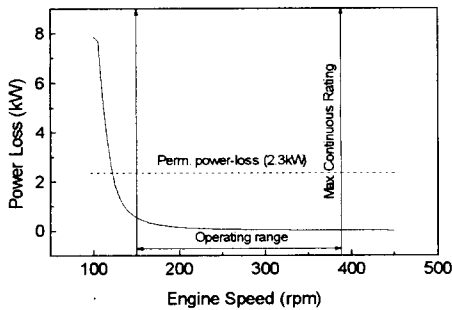


Fig. 12 Calculated power-loss at the E-type coupling.

계수가 낮고 전부하 영역에서는 강성계수가 높은 D형(II) 커플링이 바람직하였다.

Fig. 14~15는 정상운전시, Fig. 16~17은 1번 실린더 착화실패시에 D형(II) 커플링에 작용하는 진동토크와 열부하를 계산한 결과이다. 이를 검토하여 보면 정상운전시에는 3절 6차 위험회전수가 연속최대회전수 이후로 상승하여 기관의 사용회전수 전영역에 대해 만족할 만한 결과를 주고 있다. 착화실패시에는 정상운전에 비해 1차와 1.5차 진동토크가 550 rpm과 연속최대회전수 부근에서 증가하였으나, 허용치인 6.74 kNm와 0.532 kW를 만족하고 있다.

따라서 이 기관축계에는 D형(II) 커플링을 채택함으로써 저부하 영역에 존재하는 낮은 절의 비틀림진동과 연속최대회전수 부근의 3절 이상의 비틀림진동을 적절히 제어할 수 있었다.

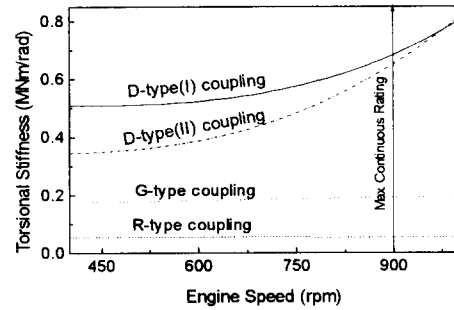


Fig. 13 Dynamic characteristics of the various type couplings for the M engine shafting system.

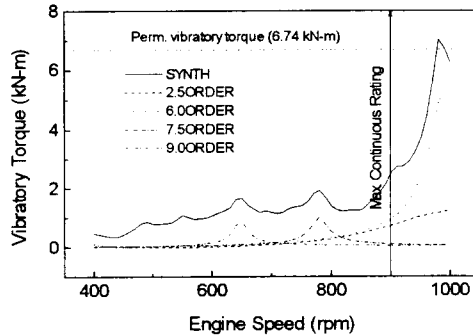


Fig. 14 Calculated vibratory torques at the D-type(II) coupling.

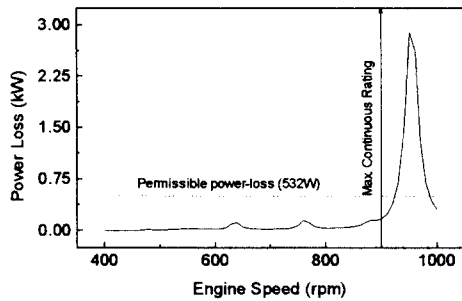


Fig. 15 Calculated power-loss at the D-type(II) coupling.

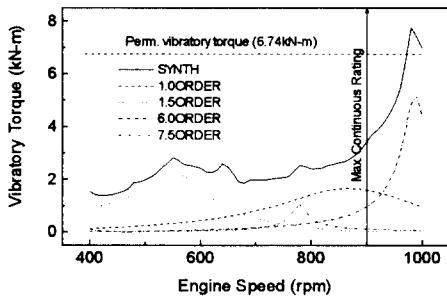


Fig. 16 Calculated vibratory torques at the D-type(II) coupling.
(No.1 cylinder misfiring condition)

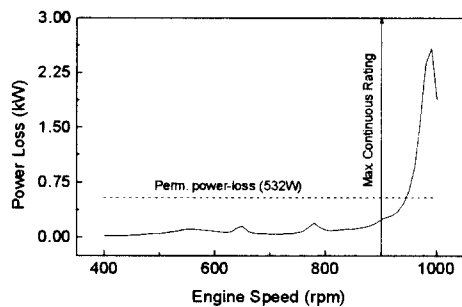


Fig. 17 Calculated power-loss at the D-type(II) coupling.
(No.1 cylinder misfiring condition)

5. 결 론

본 연구에서는 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 특성을 파악하고, 실제기관축계의 비틀

림 강제진동을 해석하여 측정치와 비교하였다. 또한 탄성커플링으로 기관축계의 비틀림진동을 제어하는 방법을 검토하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 탄성커플링의 동특성에 영향을 미치는 인자로는 전달토크, 온도, 주파수 등이 있으며, 탄성커플링의 강성계수는 전달토크에 크게 영향을 받음을 알 수 있었다.
- (2) 비선형 탄성커플링을 갖는 축계는 탄성커플링의 비선형성을 고려하여 비틀림진동을 해석하여야 한다.
- (3) 직결축계에서는 주로 중간축, 추진축의 부가응력이 문제로 되나, 탄성커플링을 갖는 축계의 비틀림진동은 크랭크축, 감속장치, 탄성커플링의 부가응력과 열부하가 검토대상으로 된다.
- (4) 탄성커플링을 갖는 축계에서 실린더 착화실패가 발생하면 0.5차, 1차, 1.5차의 저차 비틀림진동이 증가하므로 이를 고려하여 감동운전시의 연속사용금지 구역을 설정할 필요가 있다.
- (5) 축계의 탄성커플링은 동특성을 고려하여 적절히 선정하면 효과적으로 비틀림진동을 제어할 수도 있다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 1996년도 학술연구구조성비 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 한국선급, “선박진동·소음 제어지침”, 문원문화사, 1991.
- (2) 박용남, 박희주, 김의간, 전효중, “비선형 탄성커플링을 갖는 엔진축계의 비틀림진동에 관한 연구”, 1996년도 한국박용기관학회 추계학술강연회 초록집, 1996. 10., p.120.
- (3) 佐々木千一·鎌田實, “高彈性ゴム継手を含む船用機関軸系のねじり振動特性(第2報:理論解析)”, 日本船用機関學會誌, 第29卷, 第4号, 1994. 4., p.302.
- (4) Vulkan Co., Flexible Coupling Catalog.
- (5) Holset Co., Flexible Coupling Catalog.