전동식 윈치 기어 시스템의 비틀림 진동에 관한 연구

Torsional Vibrations of the Electric Winch Gear System

*#정훈형[1], 박원호[1], 김재실[1]

*#H. H. Jung[1](jove390@changwon.ac.kr), W. H. Park[1] , C. S. Kim[1]

[1]창원대학교 기계공학과

Key words : Winch, Contact stiffness, Electric Winch Gear System(EWGS)

1. 서론

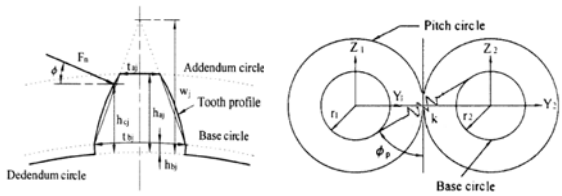
선박용 윈치는 선박의 계류 및 계선을 위한 장치로 크게 유압식과 전동식으로 분류되고 있으며 전동식 윈치는 유압식 윈치에 비하여 고속으로 회전되어 관성의 효과가 큰 것이 특징이다. 전동식 윈치는 속도 제어방식에 따라 무단변속 및 다단변속 두 가지로 나뉘어진다. 본 연구에 적용된 윈치는 인버터 제어방식인 무단변속 방식이며 약 100:1의 감속비, 3단 기어열 시스템으로 구성되어 정격 인양하중은 20톤이다. 고속 및 고하중으로 인한 기어열 시스템의 동적 특성을 파악하는 것은 중요한 사항이다.

Shing 등은 기어를 강체로 가정하고 기어 이의 접촉이 변하는 경우와 백래쉬에 의한 분리 현상 등이 심할 경우에 대하여 연구를 수행하였다.[1] 또한 Kim 등은 연구에서는 기어의 맞물림 강성을 무시할 경우 상당한 오차가 발생할 수 있다.[2]

따라서 본 연구에서는 전동식 윈치 기어 시스템의 기어 동력 전달계에 대한 해석 모델을 제시하고, 비틀림 진동계에서 고유진동수를 도출하여 기어 맞물림 강성의 영향에 대해 분석함으로써 예기치 않은 진동 발생을 방지하기위한 방법으로 기어 맞물림 강성을 포함한 해석모델 구성을 제안한다.

2. 기어 맞물림 강성

전동식 윈치 기어 시스템의 맞물림 강성은 여러 복잡한 현상들을 포함하기 때문에 계산이 매우 어렵다. 따라서 기어가 맞물린 상태에서 기어 이의 변형량을 계산할 필요가 있다. Fig. 1의 (a)는 모델에 기초하여 기어가 맞물릴 때의 변형량을 계산하고 이를 이용하여 기어 맞물림강성을 도출하였다. 그리고 (b)에서 나타낸 것과 같이 한 쌍의 기어가 맞물렸을 때로 접촉선 상으로 작용하는 맞물림력은 한 쌍의 기어에서 상대변위에 의해 결정된다.[2]



(a) Deflection model (b) Contact model

Fig. 1 Gear contact model

3. 윈치의 기어 시스템 모델링

Fig. 2는 전동식 윈치 기어 시스템의 구동경로를 나타내고 있다. 피니언 기어와 샤프트의 재료는 SCM440이고, 드라이빙 기어는 SCW620을 사용하였다.

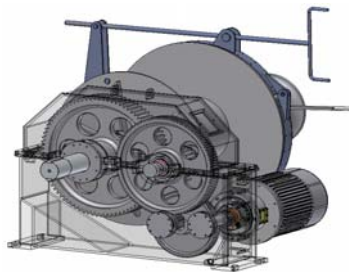
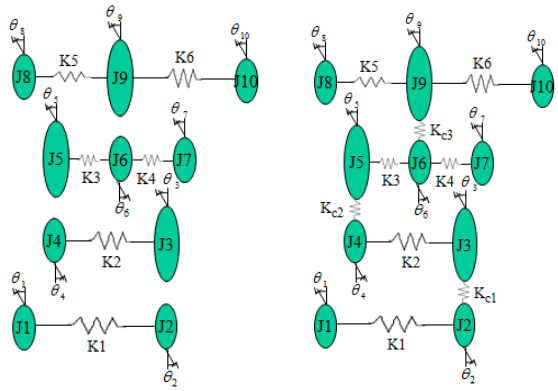


Fig. 2 Driving path of EWGS

3.1 기어 맞물림 강성을 고려하지 않은 경우

Fig. 3의 (a)는 앞서 제시된 기어 시스템에 대한 수학적 모델로써, (가)기어를 하나의 디스크로 가정하고 각 변위를 부과한다. (나)기어와 기어는 강체 결합으로 되어 있고 백래쉬의 영향은 없다고 가정하며, (다)집중질량법을 적용, 기어와 기어 사이의 축은 비틀림 스프링으로 축 질량 및 관성모멘트는 양쪽 기어에 집중된다고 가정한다. 위의 가정을 바탕으로 각 디스크의 질량관성모멘트(J_i)와 각 축의 비틀림 강성(K_t) 값을 계산한다.

Table 1은 각 디스크의 형상정보를 사용하여 구한 질량관성 모멘트와 디스크 사이의 축에 대한 비틀림 강성을 나타낸다.



(a) without (b) with

Fig. 3 Gear contact stiffness

Table 1 Mass moment of inertia and twisting stiffness for EWGS

Disk No.	J $(\times 10^{-3} kg \cdot m^2)$	Axis No.	K $(\times 10^{6} N \cdot m/rad)$
J1	7.2501	K1	2.7693
J2	24.3873	K2	3.3332
J3	4706.8260	K3	204.4393
J4	30.6165	K4	57.1414
J5	37036.5014	K5	40.1474
J6	92.9809	K6	34.0431
J7	72.6695	-	-
J8	41.4136	-	-
J9	125093.1713	-	-
J10	48.8395	-	-

3.2 기어 맞물림 강성을 고려한 경우

Fig. 3의 (b)는 기어 시스템에서 접촉되는 3개의 기어쌍에 대한 기어 맞물림 강성을 각각 K_{c1}, K_{c2}, K_{c3}로 나타내고 이들이 포함되도록 재구성한 수학적 모델을 나타내고 있다. 그리고 이 값들은 기어쌍에 대한 치수로 Table 2와 같이 구하였다. Table 3은 상용 프로그램을 이용하여 기어 맞물림 강성을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우의 고유진동수를 나타낸다. 기어의 기초원 반경은 기어쌍 1의 r_2, r_3는 각각 0.11223(m) 및 0.54084(m)이고 기어쌍 2의 r_4, r_5은 각각 0.112(m) 및 0.804(m)이고 기어쌍 3의 r_6, r_9은 각각 0.216(m) 및 0.972(m)이다.

Table 2 Gear contact stiffness for EWGS

Tooth dimension	Gear pair 1	Gear pair 2	Gear pair 3
$K_c(N \cdot m/rad)$	6.3849×10^{9}	1.0496×10^{10}	1.5962×10^{10}

Table 3 Natural frequency(Hz) of EWGS

Order	with contact stiffness	without contact stiffness
1st	0.581	0.1161
2nd	2242	167
3rd	2722	871
4th	3515	3184
5th	3942	3997
6th	4208	5297
7th	4959	35408

4. 결론

본 연구는 전동식 윈치 기어 시스템의 비틀림계 진동 발생에 대하여 기어 맞물림 강성의 영향을 알아보았다. 기어의 강성 계산 및 맞물림 모델을 구성하였고, 이를 토대로 기어 시스템의 고유진동수를 계산하였다. 이러한 기어 시스템은 비틀림 강성을 고려하지 않을 경우에 계산되지 않은 고유진동수가 발생할 수 있다. 따라서 복잡한 가진원을 가진 시스템이 계산되지 않은 고유진동수 영역과 관련된다면 예기치 못한 진동이 발생될 수 있으므로 기어 맞물림 강성을 고려한 진동 해석을 수행하여야한다.

후기

본 연구는 지식경제부 지역선도사업[70004145]와 지방기술혁신사업[RTI04-01-03]지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Shing, T. K., Tsai, L. W. and Krishnaprasad, P. S., “An Improved Model for the Dynamics of Spur Gear Systems with Backlash Consideration,” ASME Advances in Design Automation, DE-Vol. 65-1, 1993.
2. K. D. Kim, B. S. Yang, Y. H. Kim, S. J. Lee, “Vibration Analysis of Geared Rotor System,” Journal of the Korea Society for Power System Engineering, Vol. 4, No. 1, 60-67. 2000.
3. Chae-sil Kim, Soo-Tae Kim, Soo-Yong Cho, Hoon-Hyung Jung, "The Effect of Gear Contact Stiffnesses on the Vibration of Torsional Geared Systems for a Mill Turret," Journal of the Korea Society for Manufacturing Process Engineers, Vol 8, No. 2, 32-39, 2009.