

# 舶用減速齒車裝置에서 轉位가 베어링荷重에 미치는 影響\*

閔 右 泓\*\*

The Effect of Addendum Modification on Bearing Load in Marine Reduction Gears

Min, Woohong

## Abstract

In the reduction gears for marine propulsion engine such as turbine or high speed diesel engine, the standard involute double helical gears are generally used. However the addendum modification gear can be used in the reduction gear as it has flexibility for gear design on the tooth strength, scoring and operating noise. In this case, the determination of gear shaft bearing load is difficult by the alteration of operating pressure angle.

In this paper, the formulas of bearing load according to the arrangements of the reduction gears are derived and the diagrams of operating pressure angle according to the modification coefficient are presented.

## 記號說明

- $H$  : 傳動馬力(ps)  
 $N$  : r. p. m.  
 $Q$  : 베어링하중(kg)  
 $P_t$  : 正面回轉力(kg)  
 $P_n$  : 正面에서 물림作用線에 작용하는 힘(kg)  
 $r$  : 正面 pitch circle 반경(cm)  
 $\alpha_{os}$  : 正面基準壓力角  
 $\alpha_{oz}$  : 齒直角基準壓力角  
 $\alpha_{ts}$  : 正面물림壓力角  
 $\alpha_{tn}$  : 齒直角물림壓力角  
 $\beta$  : 비틀림角  
 $x$  : 齒直角轉位係數  
 $z$  : 齒數

## 1. 序 論

증기 터빈이나 고속 디젤기관을主機로 사용하는 선박에서는 推進器의 효율때문에 減速裝置가 필요하게 되고, 이에는 주로 표준형 involute double helical gear 가 이용된다. 그러나 齒車의 強度, 磨滅, scoring 및 운전중의 騒音 등에서 轉位齒車가 갖는 設計上의 融通性<sup>1,2)</sup> 때문에 船舶의 減速齒車에서도 이 齒車의 有用性이 要求된다.

船舶의 減速齒車裝置에서는 減速比, 推進軸의 높이, 復水器의 설치장소 등의 조건에 따라 여러가지 配列의 齒車裝置가 이용되고 있다.<sup>5)</sup> 따라서 齒車軸의 베어링 하중도 齒車의 配列에 따라 다르게 計算이 되어야 한다.

\* 이 論文은 1983年度 文教部 學術研究助成費에 의하여 研究 되었음.

\*\* 正會員, 韓國海洋大學

이에 본고에서는 齒車軸 베어링중 가장 하중 조건이 복잡한 中間齒車軸 베어링 하중식을 齒車配列種類에 따라 유도하고, 基準壓力角 14.5° 와 20° 인 轉位齒車의 물림壓力角을 DIN 規格의 轉位係數使用範圍와 實船의 減速齒車의 齒數範圍에서 計算하여 線圖로 제시하였다. 또한 본고에 제시한 베어링 하중식과 물림壓力角線圖를 이용하여 標本으로 택한 實船의 減速齒車에서 轉位에 따른 베어링하중의 變動을 고찰하였다.

## 2. 中間齒車軸의 베어링荷重

helical gear의 軸直角斷面에서의 pitch circle 상의 회전력  $P_t$ 는  $P_t = \frac{71620H}{N_r}$  이고, 이 면에서 물림作用線상에 가해지는 힘  $P_n$ 는  $P_n = \frac{P_t}{\cos \alpha_{bs}}$  가 된다.

따라서,

$$P_n = \frac{71620H}{N_r \cos \alpha_{bs}} \quad (1)$$

中間齒車軸에서 齒車와 베어링간의 간격을 Fig.1 (b), Fig. 2 (b), Fig. 3 (b), Fig. 4 (b)와 같이 취하고, 1,2단 減速齒車에서 물림作用線상에 가해지는 힘을 각각  $P_{n1}$ ,  $P_{n2}$ 라 할 때

$P_{n1}$ 과  $P_{n2}$ 에 의하여 베어링(A)에 작용하는 荷重  $Q_{A1}$ ,  $Q_{A2}$ 는 각각 다음과 같이 표시된다.

$$Q_{A1} = A_1 P_{n1}, \quad Q_{A2} = B_1 P_{n2}$$

여기서

$$A_1 = \frac{2l_1^2(l_1+l_2-a_1) - a_1[(l_1+l_2)^2 - b_2^2 - l_1^2]}{2l_1^2(l_1+l_2)}$$

$$B_1 = \frac{2l_1l_2b_2 - b_2[(l_1+l_2)^2 - b_2^2 - l_1^2]}{2l_1l_2^2(l_1+l_2)}$$

또, 베어링(B)에 작용하는 하중  $Q_{B1}$ ,  $Q_{B2}$ 는

$$Q_{B1} = A_2 P_{n1}, \quad Q_{B2} = B_2 P_{n2}$$

여기서

$$A_2 = \frac{a_1[(l_1+l_2)^2 - a_1^2 - l_2^2]}{2l_2l_1^2}$$

$$B_2 = \frac{b_2[(l_1+l_2)^2 - b_2^2 - l_1^2]}{2l_1l_2^2}$$

또, 베어링(C)에 작용하는 하중  $Q_{C1}$ ,  $Q_{C2}$ 는

$$Q_{C1} = A_3 P_{n1}, \quad Q_{C2} = B_3 P_{n2}$$

여기서

$$A_3 = \frac{2a_1l_1l_2 - a_1[(l_1+l_2)^2 - a_1^2 - l_2^2]}{2l_1l_2(l_1+l_2)}$$

$$B_3 = \frac{2l_2^2(l_1+l_2-b_2) - b_2[(l_1+l_2)^2 - b_2^2 - l_1^2]}{2l_2^2(l_1+l_2)}$$

따라서 베어링 (A), (B), (C)에 작용하는 合成荷重  $Q_A$ ,  $Q_B$ ,  $Q_C$ 을 減速齒車裝置의 配列形에 따라 표시하면 다음과 같다.

(1) Double reduction, articulated, one plane(Fig. 1)의 경우 :

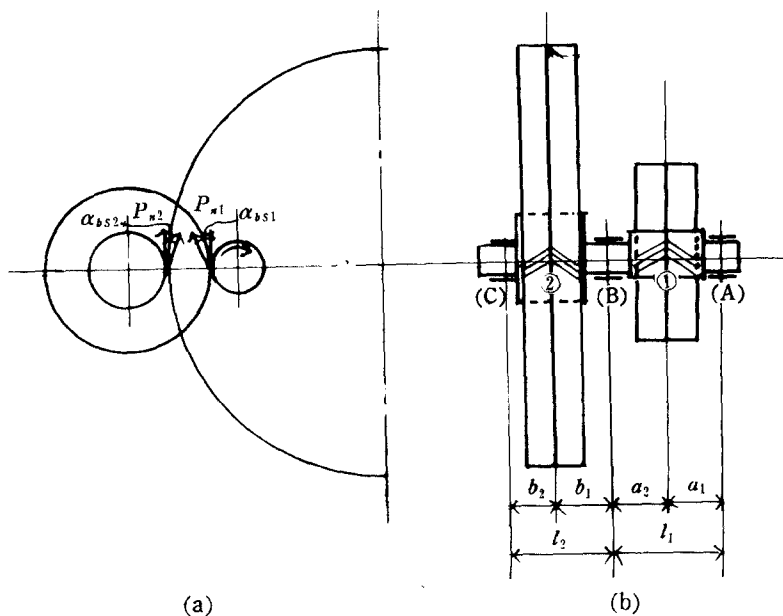


Fig. 1. Double reduction, articulated, one plane reduction gear

$$\left. \begin{aligned} Q_A &= \sqrt{Q_{A1}^2 + Q_{A2}^2 - 2Q_{A1}Q_{A2}\cos(\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_B &= \sqrt{Q_{B1}^2 + Q_{B2}^2 - 2Q_{B1}Q_{B2}\cos(\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_C &= \sqrt{Q_{C1}^2 + Q_{C2}^2 - 2Q_{C1}Q_{C2}\cos(\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

(2) Double reduction, articulated, two plane(Fig. 2)의 경우

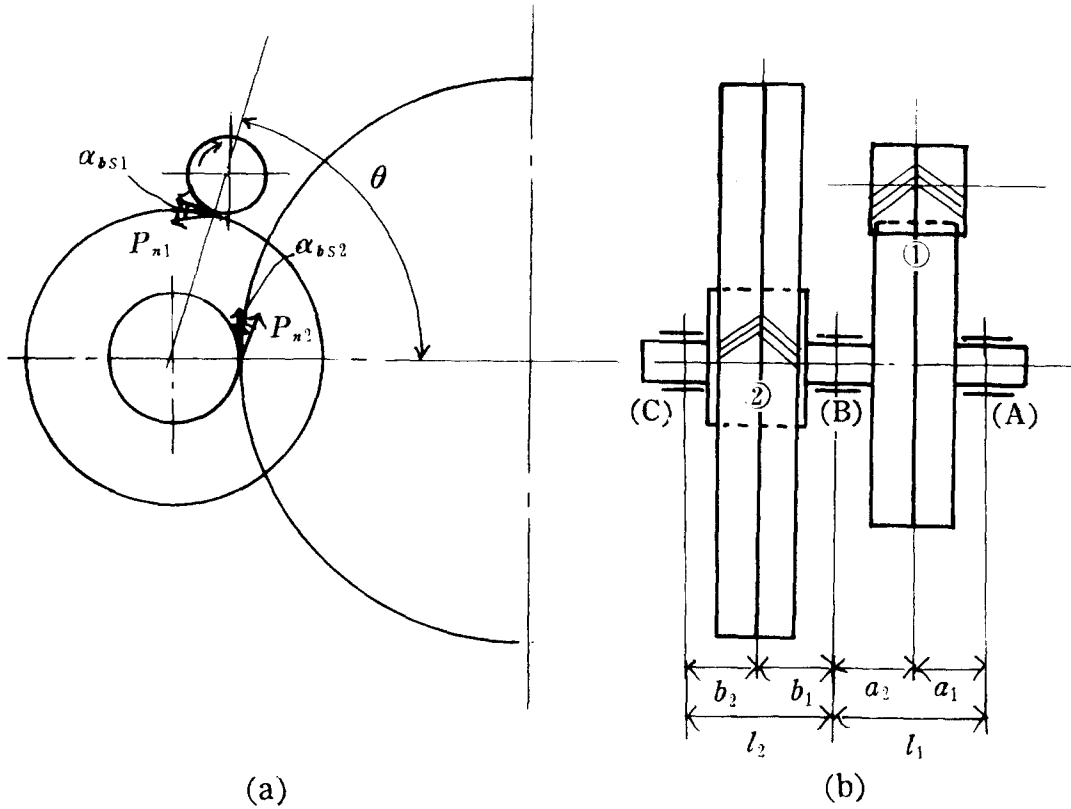


Fig. 2. Double reduction articulated, two plane reduction gear

$$\left. \begin{aligned} Q_A &= \sqrt{Q_{A1}^2 + Q_{A2}^2 - 2Q_{A1}Q_{A2}\cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_B &= \sqrt{Q_{B1}^2 + Q_{B2}^2 - 2Q_{B1}Q_{B2}\cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_C &= \sqrt{Q_{C1}^2 + Q_{C2}^2 - 2Q_{C1}Q_{C2}\cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

(3) Double reduction, articulated, three plane(Fig. 3)의 경우

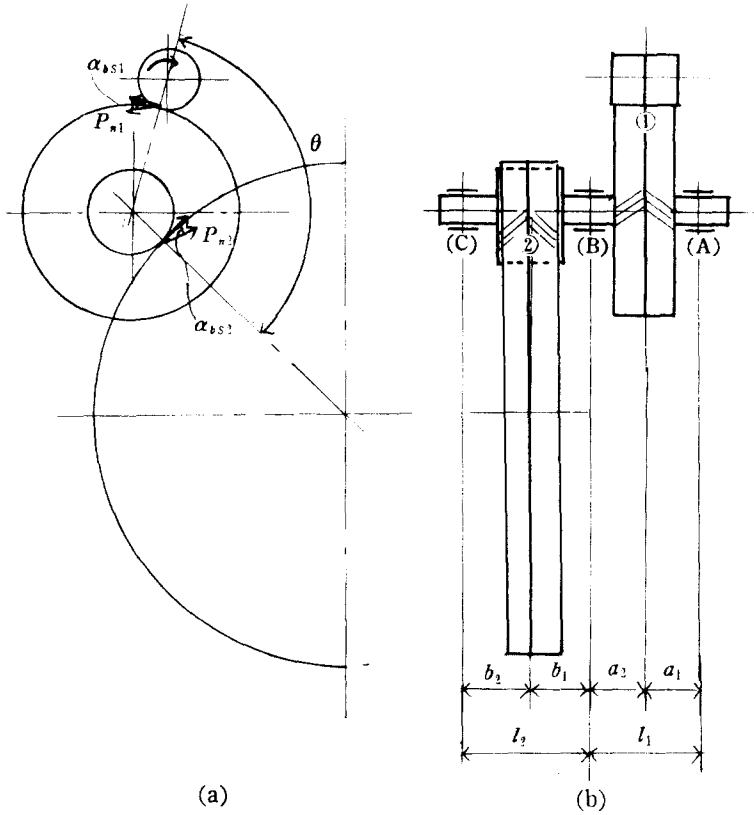


Fig. 3. Double reduction, articulated, three plane reduction gear

$$\left. \begin{aligned} Q_A &= \sqrt{Q_{A1}^2 + Q_{A2}^2 - 2Q_{A1}Q_{A2} \cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_B &= \sqrt{Q_{B1}^2 + Q_{B2}^2 - 2Q_{B1}Q_{B2} \cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_C &= \sqrt{Q_{C1}^2 + Q_{C2}^2 - 2Q_{C1}Q_{C2} \cos(\theta + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

(4) Double reduction, locked train(Fig. 4)의 경우 :

上部中間軸베어링에 작용하는 하중은

$$\left. \begin{aligned} Q_A &= \sqrt{Q_{A1}^2 + Q_{A2}^2 - 2Q_{A1}Q_{A2} \cos(\theta_1 + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_B &= \sqrt{Q_{B1}^2 + Q_{B2}^2 - 2Q_{B1}Q_{B2} \cos(\theta_1 + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \\ Q_C &= \sqrt{Q_{C1}^2 + Q_{C2}^2 - 2Q_{C1}Q_{C2} \cos(\theta_1 + \alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

또, 下部中間軸베어링에 작용하는 하중은,

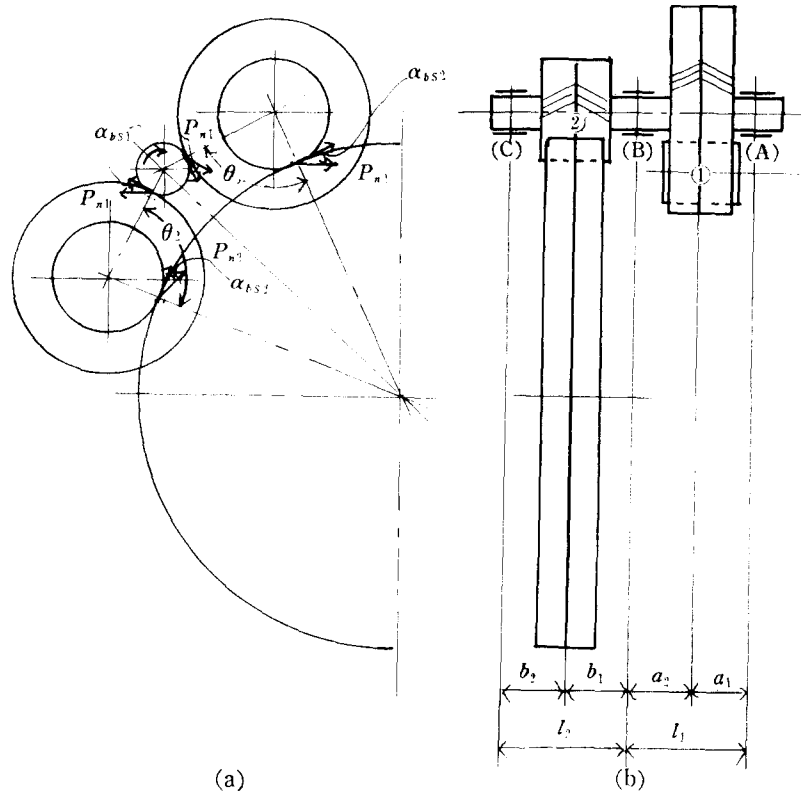


Fig. 4. Double reduction, locked train reduction gear

$$\left. \begin{aligned} Q_A &= \sqrt{Q_{A1}^2 + Q_{A2}^2 - 2Q_{A1}Q_{A2} \cos\{\theta_2 - (\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})\}} \\ Q_B &= \sqrt{Q_{B1}^2 + Q_{B2}^2 - 2Q_{B1}Q_{B2} \cos\{\theta_2 - (\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})\}} \\ Q_C &= \sqrt{Q_{C1}^2 + Q_{C2}^2 - 2Q_{C1}Q_{C2} \cos\{\theta_2 - (\alpha_{bs1} + \alpha_{bs2})\}} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

### 3. 正面물림壓力角範圍

轉位 helical gear에서 軸直角斷面의 正面물림 壓力角은 다음 식으로 표시된다.<sup>1)</sup>

$$\text{inv } \alpha_{bs} = \text{inv } \alpha_{os} + 2 \tan \alpha_{on} \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \quad (7)$$

이 식에서 backlash에 의한 영향은 무시하였으며 正面基準壓力角  $\alpha_{os}$ 와 齒直角基準壓力角  $\alpha_{on}$ 와의 관계는 다음과 같이 표시된다.<sup>2)</sup>

$$\tan \alpha_{os} = \frac{\tan \alpha_{on}}{\cos \beta} \quad (8)$$

또, 船用減速齒車에서 서로 맞물리는 齒車의 齒數和  $z_1 + z_2$ 의 범위를 알기 위하여 標本의 實船의 減速齒車의 諸元을 조사한 바 Table 1<sup>5,7)</sup>과같이 나타났다.

Table 1에서 船用減速齒車의 서로 맞물리는 齒車의 齒數和는 150~1,000의 범위에 있음을 알 수 있다. 따라서 DIN規格의 轉位係數使用範圍  $x_1 + x_2 = -0.6 \sim 1.2$ 와 船用減速齒車의 齒數和範圍  $z_1 + z = 150 \sim 1,000$ 에서, 基準壓力角  $\alpha_{on} = 14.5^\circ$ 와  $\alpha_{on} = 20^\circ$ 인 轉位 helical 齒車의 물림壓

Table 1. 船用減速齒車諸元

船名	減速齒車形式	馬力 ps	減速 段數	1 段 減 速				2 段 減 速		推進器軸 r. p. m
				H. P. pinion 齒 數	gear 齒 數	L. P. pinion 齒 數	gear 齒 數	H. P. pinion 齒 數	main gear 齒 數	
P-1	Articulated	5,000	2	39	166	48	157	52	383	250
P-2	"	34,000	"	65	142	—	—	69	812	128
C-1	Nested	4,000	"	49	500	59	500	91	594	90
C-2	Articulated	6,000	"	42	289	63	289	42	403	92
C-3	Nested	9,000	"	48	361	56	361	81	634	85
C-4	Articulated	15,000	"	53	432	77	432	93	628	105
C-5	Locked train	30,000	"	51	451	71	451	73	512	90
C-6	"	35,000	"	33	259	47	194	55	511	90
B-1	Nested	25,000	"	66	287	80	287	112	389	400
B-2	Locked train	26,000	"	48	123	57	123	58	331	400

注: P; 客船, C; 貨物船, B; 戰艦

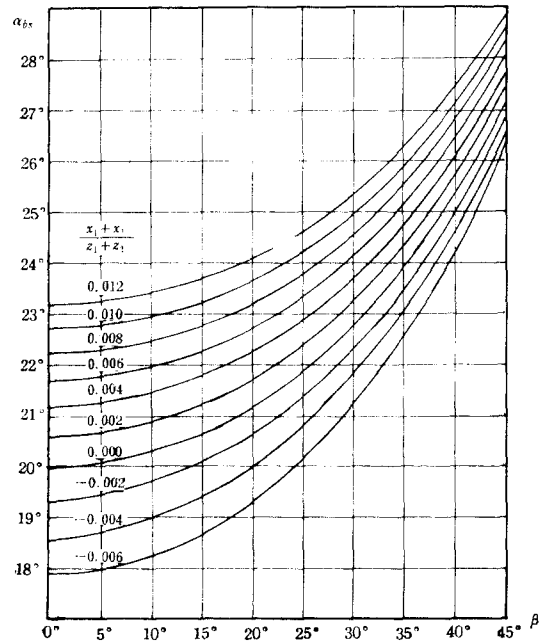
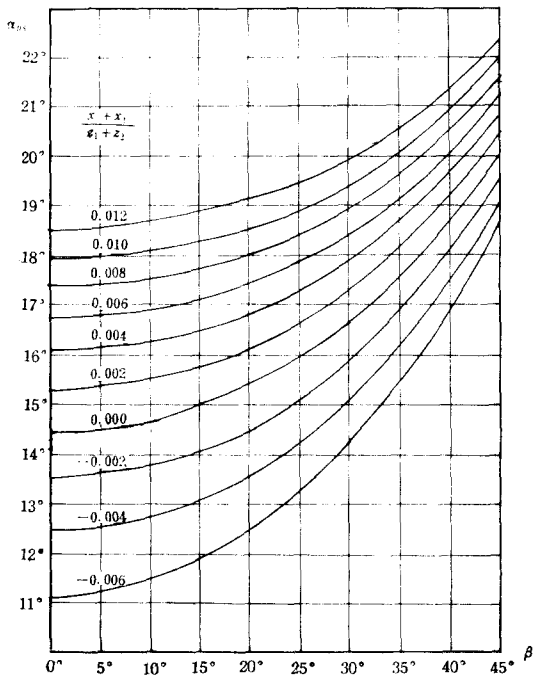


Fig. 5.  $\alpha_{on}=14.5^\circ$ 인 轉位 helical gear의 물림壓力角力角  $\alpha_{bs}$ 를 식(6)에 의하여 계산한 바, Fig. 5, Fig. 6과 같은 線圖를 얻었다.

이 線圖에서 船用減速齒車에 轉位齒車를 사용하였을 경우 물림壓力角의 변동범위는  $12^\circ$ 이내이며, 轉位量이나 齒數에 의한 영향보다는 heli-

Fig. 6.  $\alpha_{on}=20^\circ$ 인 轉位 helical gear의 물림壓力角 cal gear의 비틀림角에 의한 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

#### 4. 減速齒車軸의 베어링荷重에 대한 考察

船用減速齒車에 轉位齒車를 사용하였을 경우 齒車軸의 베어링荷重에 미치는 영향을 고찰하기

Table 2. 베어링荷重變動率

$x_1+x_2$	-0.6	-0.4	-0.2	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
$\frac{Q_y-Q_0}{Q_0} \times 100$	$256 \times 10^{-4}$	$262 \times 10^{-4}$	$266 \times 10^{-4}$	—	$330 \times 10^{-4}$	$334 \times 10^{-4}$	$342 \times 10^{-4}$	$346 \times 10^{-4}$	$351 \times 10^{-4}$	$388 \times 10^{-4}$

※  $Q_y$ :  $x_1+x_2=y$ 의 轉位齒車軸의 베어링荷重  
 $Q_0$ : 標準齒車軸의 베어링荷重

Table 3. C-2船의 減速齒車諸元

減速齒車形式	Articulated, one plane	$\beta$	$30^\circ$
備動馬力 PS	3,000	1段의 $z_1+z_2$	$42+289=331$
1段減速 pinion r. p. m.	6,072	2段의 $z_1+z_2$	$42+403=445$
2段減速 pinion r. p. m.	882	$A_1$	$\frac{13}{32}$
1단 pinion의 pitch circle 반경	4.1"	$B_2$	$-\frac{3}{32}$
2단 pinion의 pitch circle 반경	7.44"		

위하여 標準齒車사용시의 베어링荷重에 대한 轉位齒車사용시의 베어링荷重의 變動率을 식(2)와 Fig. 6의 線圖를 이용하여 標本實船 C-2의 減速齒車에 대하여 계산한 바 Table 2와 같이 나타났다.

이 계산에서 標本實船의 減速齒車의 諸元은 Table 3와 같이 취하였고, 轉位量은 DIN規格에 의한  $x_1+x_2=-0.6\sim 1.2$ 의 사용범위를 택하였다. Table 2에서 船用減速齒車와 같이 齒數가 큰 경우에는, 轉位에 의하여 齒車軸베어링荷重에 미치는 영향은 무시하여도 좋은 정도로 적다는 것을 알 수 있다.

### 5. 結 論

1. 船用減速齒車裝置에 轉位齒車를 사용하더라도 齒車軸의 베어링荷重에는 實用上 별 영향을 미치지 않는다는 것을 확인하였다.

2. 본고에서 제시한 船用減速齒車의 配列形式에 따른 베어링荷重式과 물림壓力角線圖를 이용하므로써 간편하게 정확한 베어링荷重을 산출할 수 있다.

3. 船用減速齒車에 轉位齒車를 사용하였을 경우 轉位量보다는 맞물리는 齒車의 齒數나 helical angle이 물림壓力角이나 베어링荷重에 더 영향을 미친다는 것을 확인하였다.

### 參 考 文 獻

1. 仙波正莊: 齒車의 轉位, 開發社, 1978, p. 81~147.
2. 中田 孝: 轉位齒車, 誠文堂新光社, 1976, p. 137~141.
3. 井澤 實: 機械要素의 設計解析, 山海堂, 1975, p. 194~199.
4. Roy L. Harrington: Marine Engineering, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, 1980, p. 312~332.
5. Kent's Mechanical Engineers' Handbook, 20th edition, John Wiley and Sons, Inc., New York, p. 15~16.
6. Darle W. Dudley: Practical Gear Design, McGRAW-HILL BOOK Co., Tokyo, p. 11~12.
7. 金喜澈: 船用蒸氣터어빈, 韓國海洋大 海事圖書 出版部, p. 204.