

# 재생이론에 의한 헬리컬 기어장치의 신뢰성에 관한 연구

## A study on the reliability of helical gear system using renewal theory

김 하수 (전북대 대학원), 강 희용, 양 성모 (전북대 공대)  
 H.S. KIM (Graduate School, Cheonbuk Univ.), H.Y. KANG, S.M. YANG (Cheonbuk Univ.)

### Abstract

Whale helical gears is used to transmit motion between parallel shafts, the shaft bearings are subjected to both radial and thrust loads. The reliability and life analysis are based on the two-parameter Weibull distribution lives of the component gears and bearings. Two methods of estimating the time between gear system overhauls and the number of replacement components needed were presented. The first method assumes replacement of all components during an overhaul of a failed gear system. The second method assumes replacement of failed components only. Renewal theory was presented to estimate the number of component replacements in a gear system for both methods.

Key Words : Renewal theory (재생이론), Weibull distribution (와이블 분포), Helical gear system (헬리컬 기어장치), Overhaul(분해수리)

### 1. 서 론

헬리컬 기어는 이의 한쪽 끝에서 점 접촉 형태로 물림 상태에서 접촉이 진행되면서 다른 쪽 끝에서 점 접촉 상태로 접촉이 끝나게 된다. 따라서 이에 작용하는 힘의 변화가 완만하므로 고속운전 시에도 이의 물림이 원활하고 정속하여 큰 동력전달에 적합하므로 자동차, 산업기계, 항공기와 계측기에 이르기까지 광범위하게 사용되고 있다. 최근에는 소형화, 고속화, 고강도화와 고신뢰화 등으로 발전하고 있다.

정, 지 및 변<sup>1-2)</sup>은 PC상에서 간편히 수행할 수 있는 강도 평가 시스템과 치차 설계 전문가 시스템을 개발하였고, Okada<sup>3)</sup>는 기어의 피로 강도를 증가시키는 침탄한 치차를 연구하였다. G. Cockerham과 D. Waite<sup>4)</sup>는 동력 전달에 가장 많이 쓰이는 스퍼어 기어와 헬리컬 기어의 치차 설계에 신뢰성 방법을 이용하였으며, M. Estrin<sup>5)</sup>는 기어 물림의 최적화 방법을 비선형 수학적 프로그래밍 기법으로 다루었다. M. Savage와 C. K. Brikmanis<sup>6)</sup>는 베벨 기어 장치와 헬리컬 변속기의 시스템 신뢰성 모델을 제시하여 시스템 해석과 시뮬레이션의 변형을 가능하게 하였고, 하중에 의한 맞물림 현상의 변형을 예측하는 방법을 기술하였으며 Simon<sup>7)</sup>은 스퍼어 기어와 헬리컬 기어의 하중과 응력분포를 연구하였다.

그러나 기어의 접촉해석과 강도설계 등 많은 연구가 이루어져 왔음에도 불구하고, 헬리컬 기어와 베어링을 시스템으로 하는 헬리컬 기어장치에 대한 신뢰수명 해석과 부품교환 해석은 미흡한 실정이다.

따라서 본 연구에서 헬리컬 기어장치를 2-변수 와이בל 분포로 신뢰성과 수명을 추정해 보고, 고신뢰성 유지를 위해 재생이론을 이용하여 파손된 부품만을 교환하는 횟수와 시스템 전체를 교환하는 횟수를 추정하여 손쉽게 설계에 이용할 수 있는 헬리컬 기어장치의 기초 설계 시스템을 연구하고자 한다.

이 연구의 목적은 기어장치의 오버홀 시기와 부품교환 수를 계산하여 구동계와 부품수명과 교환 필요성의 평가가 설계에 이용될 수 있게 하는 것이다.

헬리컬 기어장치의 설계는 기어의 형상, 베어링 종류, 작용 하중 및 재질 특성을 기초로 하여 이루어지며, 본 시스템을 설명하기 위해 Fig.1과 같이 단순화하여 해석한다. 본 연구에서는 기어가 충분한 립과 적당한 재료로 만들어져 조기에 이의 파손이 일어나지 않게 잘 설계되고, 이의 기하학적 형태와 윤곽이 잘 되어 있다고 가정한다.

### 2. 하중과 신뢰성 수명

#### 2-1. 헬리컬 기어

헬리컬 기어의 형상에 대하여 정의된 많은 입력들이

있다. Fig.2는 기어 물림의 해석에 요구되는 형상으로 헬리컬을 위에서 보았을 때를 나타낸 것으로, 선ab와 선cd는 피치면에서 취한 두 개의 인접한 헬리컬 이빨의 중심선을 나타낸 것이고, 각 $\phi$ 는 비틀림각, 거리ac는 가로 축의 원주피치  $P_b$ , 거리ae는 법선 원주피치  $P_n$ 이고 다음과 같은 관계가 있다.

$$P_n = P_t \cos \psi \quad (1)$$

법선 방향에서 압력각  $\phi_n$  은 이가 각을 이루기 때문에 회전방향에서 압력각  $\phi_t$  와 다르다. 이들 관계는 다음과 같다.

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \quad (2)$$

Fig.3은 헬리컬 기어 이에 작용하는 하중을 나타낸 것이다. 하중의 작용점은 피치 면과 기어 치면 중심에 있는 것으로 하여, 접선 방향 성분의 하중  $W_t$  이 주어질 때 반경 방향 성분의 하중  $W_r$ , 축 방향 성분의 하중  $W_a$  및 전체 하중  $W$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$W_r = W_t \tan \phi_t \quad (3-a)$$

$$W_a = W_t \tan \psi_t \quad (3-b)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} \quad (3-c)$$

#### 2-2. 베어링

기어를 지지하는 베어링의 배치는 일반적으로 스트레들(straddle)과 오버행(overhung)으로 구성되며, 기어에 작용한 세 방향의 하중은 두 개의 베어링에 의해 지지되고 각축상의 한 베어링은 헬리컬 기어에 의해 생성되는 축 방향 하중을 지지하기 위해 추력 베어링이 쓰이는 것으로 한다.

두 베어링 A, B에 작용하는 하중은 Fig. 4에서 보는바와 같이 스트레들의 경우 (+a)를 오버행의 경우 (-a)를 대입하여 다음 식으로 정리할 수 있다.

$$F_{ax} = W_a \quad (4-a)$$

$$F_{ay} = \frac{b W_r + r W_a}{\pm a + b} \quad (4-b)$$

$$F_{az} = \frac{b}{\pm a + b} W_t \quad (4-c)$$

$$F_{by} = \frac{\pm a W_r - r W_a}{\pm a + b} \quad (4-d)$$

$$F_{bz} = \frac{\pm a}{\pm a + b} W_i \quad (4-e)$$

### 2-3. 요소의 수명과 신뢰성

2-변수 와이불 분포를 사용하여 피로수명 데이터를 정리함으로써 부품의 신뢰성을 파손확률로 나타낼 수 있다. 한 부품에서의 파손은 전체수명에 영향을 미치므로 파손확률은 통계적으로 취급될 수 있다.

$$F = 1.0 - e^{-(l/\theta)^b} \quad (5)$$

이다. 여기서  $F$ 는 파손확률이고,  $l$ 은 백만 하중 사이클이나 시간으로 표현되는 부품 수명이고,  $\theta$ 와  $b$ 는 와이불 변수이다.

수명에 대한 식(5)의 도함수가 확률밀도함수  $f$ 이므로,

$$f = \frac{b}{\theta} \left(\frac{l}{\theta}\right)^{b-1} e^{-(l/\theta)^b} \quad (6)$$

확률밀도함수는 단위 모집단에 대한 파손 수명의 히스토그램이며, 부품 수명에서 분산을 의미한다. 와이불 신뢰성 함수는

$$\ln\left(\frac{1}{R}\right) = \left(\frac{l}{\theta}\right)^b \quad (7)$$

로 나타낸다. 90% 잔존확률에 대하여  $R = 0.9$  이고,  $l = l_{10}$  으로 하면 수명에 대한 해는

$$\theta = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right)^{-1/b} l_{10} \quad (8)$$

이다. 식(7)에 식(8)의  $\theta$ 를 대입하면

$$\ln\left(\frac{1}{R}\right) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \left(\frac{l}{l_{10}}\right)^b \quad (9)$$

이다. 식(9)는 베어링의 2-변수 와이불 분포 특성을 나타내고 있다.

평균 수명은 파손까지의 평균 시간(MTTF)으로 전체 파손 숫자에 의해 나는 파손까지의 모든 시간의 합이다. 연속확률 분포에 의하여 전체 파손수가 정의되고, 파손에 대한 모든 시간의 합은 확률밀도 함수와 시간이나 수명의 곱의 적분으로 표시할 수 있으며, 적분구간은 0에서 무한대까지이다.

평균 수명은

$$l_{av} = MTTF = \int_0^{\infty} l f(l) dl \quad (10)$$

이다. 와이불 파손 분포에 대하여, 이 적분에 대한 해는 감마함수  $\Gamma$ 로 표시하면 다음과 같다.

$$l_{av} = MTTF = \theta \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) \quad (11)$$

파손 분포의 표준 편차는

$$\sigma_f = \left[ \int_0^{\infty} (l - l_{av})^2 f(l) dl \right]^{1/2} \quad (12)$$

이다. 특성 수명, 와이불 지수와 감마함수의 식으로 2-변수 와이불 분포의 표준 편차는

$$\sigma_f = \theta \left[ \Gamma\left(1 + \frac{2}{b}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{b}\right) \right]^{1/2} \quad (13)$$

이다. 분포의 표준 편차는 분포 분산의 정도를 나타내며, 평균 수명에 대한 신뢰 한계를 평가하는데 쓰인다.

$b = 1$ 의 지수에서 와이불 분포는 지수 분포이고 큰 분산을 갖는다. 와이불 구배  $b$ 가 증가하면 분산은 급격하게 감소함을 알 수 있다.

### 2-4. 시스템의 수명과 신뢰성

헬리컬 기어장치의 수명에 대한 하나의 모델은 정확한 연속확률 모델로 나타낼 수 있다. 이 모델은 하중전달 기어와 베어링의 장치들 링크의 연쇄기구처럼 생각하여, 어떤 하나의 링크가 파손됐을 때 연쇄는 파손된다. 다시 말해, 어떤 부품이 교환이나 수리를 요할 때 기어장치는 수리를 요하므로, 정확한 연속확률 모델에서, 장치의 신뢰성  $R_s$ 는 모든 부품 신뢰성의 곱으로 표시된다.

$$R_s = \prod_{i=1}^n R_i \quad (14)$$

만약 어떤 부품이 파손되면 파편은 다른 부품을 손상 시키게 되므로, 일단 어떤 부품이 파손되면 신뢰성이 높은 상태로 돌아가기 위해 기어장치는 오버홀을 필요로 한다.

식(5)의 역수에 로그를 취해 각 부품에 대해 식(9)를 사용하여 산출하면

$$\ln\left(\frac{1}{R_s}\right) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \sum_{i=1}^n \left(\frac{l_i}{l_{i10}}\right)^{b_i} \quad (15)$$

이다. 식(15)는  $l_s$ 는 시스템 신뢰성  $R_s$ 에 대한 전체 구동 시스템의 수명이다. 그것의 동일한 구동 시스템 신뢰성  $R_s$ 에서 각 부품의 수명을 나타낸다.

식(15)는 시스템 수명과 시스템 신뢰성 사이에 일반적인 2-변수 와이불 관계를 표시하고 있고, 이 식은 와이불 지수  $b_i$ 가 모두 같을 때 간단한 2-변수 와이불 분포로 전환된다. 그러나,  $l_s$ 의 함수로써  $R_s$ 는 직선보다는 곡선으로 산출되므로, 여기서 2-변수 와이불 분포는 최소 사중법을 사용하여 곡선을 조정한 직선의 구배는 기어장치 와이불 구배  $b_s$ 를 나타낸다. 기어장치 신뢰성이 직선상의 90%와 같을 때 수명이  $l_{s10}$ 로 나타내면, 구동 시스템에서 2-변수 와이불 관계는

$$\ln\left(\frac{1}{R_s}\right) = \ln\left(\frac{1}{0.9}\right) \left(\frac{l_s}{l_{s10}}\right)^{b_s} \quad (16)$$

이다.

### 3. 재생 이론

수리평가에 대한 통계적 도구로써 재생함수가 사용되며, 부품 파손 분포와 수명의 함수로써 교환되는 부품 수를 평가한다. 재생이론<sup>(6)</sup>은 그것들이 파손됐을 때 파손된 부품의 교환을 가정한다. 이것은 사용과 수리의 끝없는 연속모델로써, 기어 장치의 유지는 밀접하게 이 형태를 따른다. 재생함수는 통계적 연속적 예측된 파손의 과정을 뜻하며, 주어진 수명기간 동안에 몇번의 파손이 어난다고 가정한다. 작동하기 시작하여 주어진 수명 동안에 적어도 한 번 파손되는 확률은

$$F_1(l) = F(l) = \int_0^l f(x) dx \quad (17)$$

이다.

기간 내에 적어도 두 번 연속적으로 파손이 일어난다고 하면, 파손 확률은 두 개의 독립된 사건 확률이다. 첫번째 부품이 파손되면, 두번째 부품은 이 파손 수명에서 사용 수명이 시작되고 역시 파손된다. 이 기간에 적어도 두번의 파손이 있을 확률은

$$F_2(l) = \int_0^l F(l-x) f(x) dx \quad (18)$$

이다.

식(18)에서,  $x$ 는 첫째 파손이 일어나는 시간이다. 이것은 0과  $l$  사이 어디에나 일어날 수 있다.  $x = 0$ 에서, 전체 수명은 첫번째 파손확률에 이용될 수 있다. 두번째 파손과 조합 사건의 확률은 둘다 0이다. 0에서  $l$ 까지  $x$ 가 증가하면 시간  $x$ 에서 첫째 파손이 일어나는 확률은 감소한다. 두 번째 파손의 확률은 증가한다.  $x = l$ 에서, 전체 수명은 두 번째 파손확률에 이용될 수 있다. 첫 번째 파손확률은 0이 된다. 조합된 사건의

확률은  $x = l$ 에서 0이 된다. 적분은 0에서  $l$ 까지의 수명 기간에 적어도 두 번 파손되는 확률에 대한 함수로서 정의된다.

식 (18)은 아래첨자를 증가하면서 반복되므로 0에서  $l$ 까지의 기간에서 적어도  $k$ 번 파손되는 확률은

$$F_k(l) = \int_0^l F_{k-1}(l-x) f(x) dx \quad (19)$$

이다. 식 (19)에서,  $F_{k-1}(1-x)$ 는 0에서  $(l-x)$ 까지 기간에서 적어도  $(k-1)$ 번 파손되는 확률이다. 적어도  $k$ 번 파손되는 확률은 파손수의 감소와 더불어 증가한다. 역시, 수명이 증가하면 일어날 확률이 커진다.

파손의 평균수는 수명 기간  $l$ 에서 적어도  $k$ 번 파손 확률의 무한합이다. 재생함수를  $M(l)$ 이라하면

$$M(l) = \sum_{k=1}^{\infty} F_k(l) \quad (20)$$

로 쓸 수 있다.

식 (19)와 식 (20)은 정비 계획에서 필요한 교환횟수를 구할 때 사용하며, 재생함수에 대한 근사치는 다음과 같이 표시할 수 있다.<sup>6)</sup>

$$M_e(l) = \frac{l}{l_{av}} - \frac{l_{av}^2 - \sigma_f^2}{2l_{av}^2} \quad (21)$$

식 (21)은  $l$ 이 증가함에 따라 오차도 줄어들고, 낮은 분산 분포에서는 재생함수의 점근선이 되며, 높은 분산 분포에 대하여는 재생함수에 거의 점근함을 알 수 있다. 재생함수의 표준편차는 한 샘플로부터 다음 것까지의 교환요구의 분산척도를 뜻한다. 재생함수의 표준편차에 대한 근사치는

$$\sigma_{m_e(l)} = \left[ \frac{\sigma_f^2}{l_{av}^3} l + \left( \frac{l_{av}^2 + \sigma_f^2}{4l_{av}^4} \right) (3l_{av}^2 + 5\sigma_f^2) - \frac{2\mu_3}{3l_{av}^3} \right]^{1/2} \quad (22)$$

이다. 여기서,  $\mu_3$ 는 수명분포의 3차 모멘트이다. 2-변수 와이블 분포에 대하여 3차 모멘트는

$$\mu_3 = \int_0^{\infty} l^3 f(l) dl = \theta^3 \Gamma\left(1 + \frac{3}{b}\right) \quad (23)$$

이다. 교환률과 정비 계획을 예측하기 위해서는 평균을 이용한 직접 평가법이 필요하므로, 이는 보편적인 모집단으로부터 통계적으로 구한다. 그러나 실제 상황에서 기어 장치의 수는 유한하다고 볼 수 있으므로 신뢰 통계학은 소량의 샘플이 보편적 모집단을 어떻게 대표하는지를 평가하는 것이다. 동일 규격의 많은 샘플에 대하여, 샘플의 평균은 정규분포 특성을 갖는다면 평균의 표준편차는

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_f}{\sqrt{Q}} \quad (24)$$

이다. 교환횟수의 표준편차는

$$\sigma_r = \sqrt{Q} \sigma_{m_e} \quad (25)$$

이며, 샘플에 대한 전체 교환횟수는

$$N_r = QM(l) \quad (26)$$

이다.

신뢰성 예측에서, 신뢰 분포는 주어진 크기의 모든 샘플의 평균 수명보다 낮게 되는 평균수명을 평가하는데 이용된다. 이러한 수명은 전체 모집단에 대한 평균 수명보다 낮게 된다. 90% 신뢰에 대하여는

$$l_{av,90} = l_{av} - z_{10} \sigma_{av} \quad (27)$$

이다. 여기서,  $Z_{10}$ 은 모집단의 10% 이내에 있을 평균 이하의 표준편차 수이다. 정규분포에 대하여  $Z_{10}$ 은 1.282이며, 정규분포의 90%는  $l_{av,90}$  위에 있고 10%는

$l_{av,90}$  아래 있다.

신뢰기간 90%에서 신뢰와 더불어, 0에서 수명 까지의 부품의 교환 횟수는

$$N_{r,90} = N_r + z_{10} \sigma_r \quad (28)$$

이다.

샘플의 특성이 실제 분포와 차이를 보이므로 신뢰평가가 따라야 된다. 신뢰 평가를 함으로써 설계하는 동안 수명해석에서 효과적으로 샘플크기와 교환횟수를 결정할 수 있다.

#### 4. 수치해석 및 고찰

Fig. 1의 헬리컬 기어와 베어링으로 구성된 단순화한 기어장치를 고려하여, 베어링과 기어에 대한 입력력과 90%신뢰성 수명이 Table 1과 Table 2에 나타내었다. 동일규격 50개의 헬리컬 기어장치에 대하여, 1개당 20000시간을 보장하는데 있어서 오버홀 수와 이들 오버홀을 지원하는데 필요한 교환 부품의 수를 평가할 수 있다. 오버홀의 두가지 형태는 전체 교환과 부분 교환이다. 모든 평가는 50개의 헬리컬 기어장치 샘플 크기에 대한 90% 신뢰로써 나타낸다. 식(11)과 식(13)으로부터 각 부품에 대한 평균 수명과 표준편차를 구하면 Table 2와 같다.

전체 교환법은 하나의 부품이 파손되었을 때 기어장치의 모든 부품을 교환한다고 가정한다. Table 3에서 처음 20000 시간 작동에 대하여, 교환의 평균수를 식(26)에서 71개로 계산되고, 90% 신뢰 한계를 포함하여, 1000000 보장 시간(50개×20000시간)에 대하여 식(28)에서 80개의 기어장치를 교환하는 것으로 평가한다. 오버홀 사이에 평균시간이 12500이며, 헬리컬 기어장치의 모든 부품 6개가 오버홀에서 교환되므로 480개의 부품이 필요하게 된다.

부분 교환법은 단지 파손된 기어장치의 부품만 오버홀 동안에 교환된다고 가정한다. Table 3은 기어장치에서 4개 베어링과 2개 기어에 대한 계산을 정리한 것이다. 전체부품 수를 더함으로써, 90% 신뢰 한계를 포함하여, 42개 베어링과 82개 기어의 교환을 필요로 한다. 1000000 보장 시간을 오버홀 수 124로 나누면 오버홀 사이에 평균 시간은 8065 시간이다.

이것은 전체 교환에 대한 오버홀 사이의 평균시간보다 4435시간이나 작은 시간이다. 단지, 파손된 부품을 교환함으로써, 44번 오버홀을 더하지만 356개의 부품이 절약되면서 기어장치는 동일한 높은 신뢰성을 유지할 수 있게 된다.

#### 5. 결론

헬리컬 기어장치를 단순화하고 2-변수 와이블 분포와 재생이론을 이용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 헬리컬 기어장치를 설계함에 있어서 사용자는 쉽게 신뢰 수명을 확인해 볼 수 있다.
2. 헬리컬 기어장치를 20000시간 보장사용 중에 전체 교환 시 80회 오버홀로 인한 480개의 부품이 필요하며, 부분 교환 시 124회 오버홀로 인한 124개의 부품이 필요하다.

#### 참고 문헌

- 1) 정태형, 지중조, 변준형, 동력전달용 베벨 기어의 강도평가 시스템 개발 연구, 한국정밀공학회지 제12권 제7호 1995, 7.
- 2) 정태형, 변준형, 원통 치차의 강도 평가 시스템 개발 연구, 대한 기계학회 논문집, 제17권, 제1호, pp.112-119, 1993.
- 3) Y.Okada, T.Matsumoto, A.Kawaguchi, T.Tanaka, and K.Nishio, Development of High Strength Transmission Gears, SAE 920761.
- 4) G. Cockerham and D. Waite, "Computer aided design of spur or helical gear train" Computer aided design, p84 - 88, sept. 1975.
- 5) M. Estrin, "Optimization of Tooth Proportions for a Gear Mesh", ASME, 80 - C2 / DET - 101, p1~5.

1980.

- 6) M. Savage and C. K. Brikmanis, "System Life and Reliability Modeling for Helicopter Transmission s", NASA, NAG, 3-55, pp 1-80, 1986.
- 7) V. Simon, "Load and Stress Distributions in Spur and Helical Gears", J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 110 / 197, June 1988.
- 8) Cox, D.R., "Renewal Theory", Chapman and Hall, Chaps 2-4, New York, 1962.

Table 1 Input data

Gear and pinion			
Input torque	19.1 Nm	Input speed	8000rpm
Module	1.25	Pressure angle	20
Face width	7mm	Helix angle	30
No. of pinion teeth	41	No. of gear teeth	82
Material constant	67.5Mpa	Weibull exp.	2.5
Pinion bearing			
Bearing config. on pinion	Straddle	Weibull exp.	1.2
Bearing 1	Tapered roller	Dynamic capacity of bearing 1	3.5KN
Bearing 2	Ball	Dynamic capacity of bearing 2	5.5KN
Distance A	10cm	Distance B	5cm
Gear bearing			
Bearing config. on gear	Overhung	Weibull exp.	1.2
Bearing 3	Tapered roller	Dynamic capacity of bearing 3	11KN
Bearing 4	Ball	Dynamic capacity of bearing 4	6KN
Distance A	7.5cm	Distance B	20cm

Table 2 Output life

	$l_{10}$	$l_{av}$	$\sigma_f$
Bearing 1	34148	209310	176158
Bearing 2	5470	33528	28218
Pinion	6744	14720	6298
Bearing 3	17622	108014	90906
Bearing 4	24244	148603	125066
Gear	10222	22312	9545
Gear system	3134	11683	7607

Table 3 Partial replacement and full replacement

		$\sigma_{me}$	$N_{r,90}$	Overhaul num. (required component)	Mean time between overhaul
Patial	Bearing 1	0.4	2	124 (124)	8065 h
	Bearing 2	0.7	29		
	Pinion	0.6	53		
	Bearing 3	0.5	7		
	Bearing 4	0.5	4		
	Gear	0.5	29		
Full	Gear system		80	80 (480)	12500 h

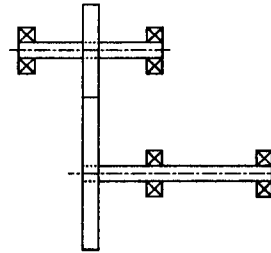


Fig.1 Helical unit gear reduction configuration

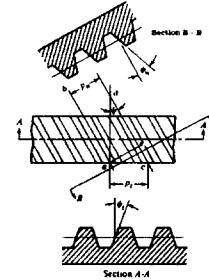


Fig.2 Nomenclature of helical gears

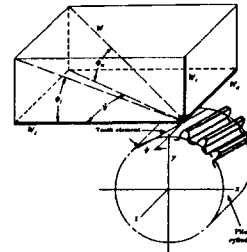


Fig. 3 Tooth forces acting on a right-hand

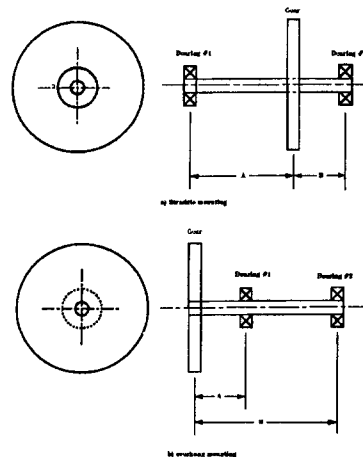


Fig.4 The schematic geometry of pinion and gear support bearing