



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2011-0085241
(43) 공개일자 2011년07월27일

(51) Int. Cl.

B23Q 15/00 (2006.01) B23Q 1/25 (2006.01)

B23Q 1/26 (2006.01) F16C 25/08 (2006.01)

(21) 출원번호 10-2010-0004914

(22) 출원일자 2010년01월19일

심사청구일자 2010년01월19일

(71) 출원인

창원대학교 산학협력단

경남 창원시 사림동 9 창원대학교내

(72) 발명자

황영국

경상남도 김해시 장유면 부곡리 대우푸르지오1차
1302동 1503호

이춘만

경상남도 창원시 성주동 101 일신대동프리빌리지
아파트 108동 1901호

(74) 대리인

특허법인태백

전체 청구항 수 : 총 3 항

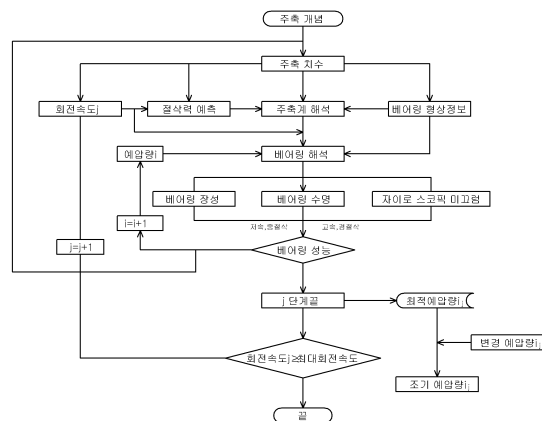
(54) 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법

(57) 요약

본 발명은, 주축계 해석을 통해 베어링에 추가되는 반력을 계산하는 단계, 베어링 내 내부하중 분포 및 접촉각 정보를 얻는 베어링 해석을 수행하는 단계, 베어링 해석을 통해 얻어진 정보를 통해 베어링의 강성은 최대값을 사용하며, 베어링의 수명과 베어링의 미끄럼 발생에 따른 발열량을 계산하고, 계산된 값을 통해 베어링의 자이로스코픽 미끄럼이 억제되는 예압량을 기준으로 복수의 영역을 나눈 상태에서, 베어링의 수명을 만족시키는 영역

내에서 최대와 최소의 예압량을 선정한 후, 수학적 $P_o = (P_{\max} \times W_1) + (P_{\min} \times W_2)$ 을 통해 최적 예압량을 결정하는 단계를 포함하는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법을 제공한다.

대표도 - 도2



이 발명을 지원한 국가연구개발사업

과제고유번호 RT104-01-03

부처명 지식경제부

연구관리전문기관

연구사업명 지방기술혁신사업

연구과제명 DmN 270만급 고속 스핀들 개발

기여율

주관기관 창원대학교 산학협력단

연구기간 2009년 07월 01일 ~ 2010년 06월 30일

특허청구의 범위

청구항 1

주축계 해석을 통해 베어링에 부가되는 반력을 계산하는 단계와;

상기 베어링 내 내부하중 분포 및 접촉각 정보를 얻는 베어링 해석을 수행하는 단계; 및,

상기 베어링 해석을 통해 얻어진 상기 정보를 통해 상기 베어링의 강성은 최대값을 사용하며, 상기 베어링의 수명과 상기 베어링의 미끄럼 발생에 따른 발열량을 계산하고, 계산된 값을 통해 상기 베어링의 자이로스코픽 미끄럼이 억제되는 예압량을 기준으로 복수의 영역을 나눈 상태에서, 상기 베어링의 수명을 만족시키는 상기 영역 내에서 최대와 최소의 예압량을 선정한 후, 수학적

$P_o = (P_{\max} \times W_1) + (P_{\min} \times W_2)$ 을 통해 최적 예압량을 결정하는 단계를 포함하는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법.

(여기서, P_o 는 가중치가 적용된 최적예압량, $P_{\max}$ 는 수명조건을 만족시키는 예압의 영역 내에서 최대값, $P_{\min}$ 은 수명수준을 만족시키는 예압의 영역 내에서 최소값, W_1 은 강성에 대한 가중치, W_2 는 미끄럼발생에 따른 발열량에 대한 가중치이다.)

청구항 2

청구항 1에 있어서,

상기 베어링에 부가되는 반력을 계산하는 단계는,

주축의 치수와, 상기 베어링에 대한 형상 정보를 입력받고, 회전수에 따른 모터 토크를 기준으로 절삭력을 예측

하여, 수학적 $F_1 = P \left(1 + \frac{a}{l} \right)$ 및 $F_2 = -P \frac{a}{l}$ 을 통해 계산하는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법.

(여기서, F_1 은 전륜 베어링의 반력, F_2 는 후륜베어링의 반력, P 는 외부하중, a 는 전륜 베어링의 중심에서 외부하중 작용점까지의 거리, l 은 전륜 및 후륜 베어링 중심간의 거리이다.)

청구항 3

청구항 1에 있어서,

상기 최적 예압량을 결정하는 단계에서,

상기 베어링의 수명은 수학적 $L_{nm} = a_1 a_{iso} \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^3$, 상기 자이로스코픽 미끄럼 발생 방지를 위

한 조건은 수학적 $\mu (Q_i + Q_o) \frac{D}{2} > M_{gj}$,

$M_{gj} = J \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)_j \omega^2 \sin \beta$ 을 통해 계산되며,

상기 W_1 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하지 않는 저속의 경우 0.9이며, 고속의 경우 0.1이고,

상기 W_2 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하는 저속의 경우는 0.1이며, 고속의 경우 0.9인 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법.

(여기서, 상기 L_{nm} 은 신뢰도(100-n)%에 대한 수정된 정격수명, a_{iso} 는 통합된 수정계수, $(Q_c/Q_e)^3$ 은 볼 베어링의 기본 정격수명으로 Q_c 는 10^6 회전수명을 보장하는 90%의 생존확률을 갖는 기본동적부하용량, Q_e 는 베어링 반력에 의해 계산된 동 등가하중, M_{gj} 는 자이로스코픽 모멘트, J 는 질량관성 모멘트, β 는 전동체 피치각, ω 회전 궤도륜의 속도, ω_m/ω 는 궤도륜에 대한 전동체의 공전 각속도비, $Q_{i,0}$ 는 베어링 해석을 통해 구한 전동체의 내,외륜 사이의 하중, μ 는 마찰계수, D 는 전동체의 직경이다.)

명세서

기술분야

[0001] 본 발명은 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법에 관한 것으로서, 보다 상세하게는 공작기계의 주축에서 저속의 중절삭 또는 고속의 경절삭을 동시에 수행할 수 있도록 베어링에 가해주는 예압량을 결정하는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법에 관한 것이다.

배경기술

[0002] 일반적으로 축(스핀들) 주위에 형성되어 상기 축의 회전을 도우는 베어링에는 예압을 주게 되는데 그 목적은 축이 축방향(엑설 방향) 및 반경방향(레이디얼 방향)의 위치결정을 정확하게 함과 동시에 축의 진동을 억제하기 위해서 하는 경우와, 베어링의 강성을 높이기 위해서 실시하는 경우와, 축방향의 진동 및 공진에 의한 이음을 방지하기 위해 실시하는 경우와, 전동체의 선회미끄럼, 공전미끄럼 및 자전미끄럼을 억제하기 위해 실시하는 경우와, 궤도륜에 대해서 전동체를 바른 위치로 유지하기 위해 실시하는 경우 등이 있다. 즉, 베어링의 예압은 예압의 방법과 예압조건에 따라 축의 강성, 진동, 소음, 발열, 제품의 가공정밀도 등에 큰 영향을 주는데, 주로 정압예압은 축이 고속으로 회전할 때 적용되며 정위치 예압은 축이 저속, 중속으로 회전할 때 적용된다. 가변예압은 고속 회전시 경예압을 사용하고, 저속, 중속시 정위치 중예압을 부여할 수 있는 주축회전수에 따라 베어링에 가해지는 예압을 적절히 가변시키는 방법이다. 즉, 베어링을 가압할 수 있는 가압부재(베어링슬리브)의 위치 변화에 의해 예압을 조절할 수 있는 방법이다.

[0003] 그러나, 종래에는 가공환경과 베어링 사양 등을 고려하여 얼마만큼의 예압을 가하는 것이 상기 베어링과 상기 축의 성능을 최대화시키는지 알 수 없었던 바, 상기 베어링에 정확한 예압이 가해지지 않아 상기 베어링 수명단축 및 소음을 발생시키는 문제가 있다.

발명의 내용

해결하려는 과제

[0004] 본 발명은, 주축의 사용목적에 따른 최적의 예압량을 구체적으로 결정할 수 있는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법을 제공하는데 목적이 있다.

과제의 해결 수단

[0005] 본 발명은, 주축계 해석을 통해 베어링에 부가되는 반력을 계산하는 단계와, 상기 베어링 내 내부하중 분포 및 접촉각 정보를 얻는 베어링 해석을 수행하는 단계 및, 상기 베어링 해석을 통해 얻어진 상기 정보를 통해 상기 베어링의 강성은 최대값을 사용하며, 상기 베어링의 수명과 상기 베어링의 미끄럼 발생에 따른 발열량을 계산하고, 계산된 값을 통해 상기 베어링의 자이로스코픽 미끄럼이 억제되는 예압량을 기준으로 복수의 영역을 나눈 상태에서, 상기 베어링의 수명을 만족시키는 상기 영역 내에서 최대와 최소의 예압량을 선정한 후, 수학적

$$P_o = (P_{\max} \times W_1) + (P_{\min} \times W_2)$$
을 통해 최적 예압량을 결정하는 단계를 포함하는 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법을 제공한다.

[0006] 또한, 상기 베어링에 부가되는 반력을 계산하는 단계는, 주축의 치수와, 상기 베어링에 대한 형상 정보를 입력

$$F_1 = P \left(1 + \frac{a}{l} \right)$$

받고, 회전수에 따른 모터 토크를 기준으로 절삭력을 예측하여, 수학적

및

$$F_2 = -P \frac{a}{l}$$

을 통해 계산할 수 있다.

[0007] 또한, 상기 최적 예압량을 결정하는 단계에서, 상기 베어링의 수명은 수학적

$$L_{nm} = a_1 a_{iso} \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^3$$

, 상기 자이로스코픽 미끄럼 발생 방지를 위한 조건은 수학적

$$\mu (Q_i + Q_o) \frac{D}{2} > M_{gj}, M_{gj} = J \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)_j \omega^2 \sin \beta$$

을 통해

계산되며, 상기 ω_1 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하지 않는 저속의 경우 0.9이며, 고속의 경우 0.1이고, 상기 ω_2 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하는 저속의 경우는 0.1이며, 고속의 경우 0.9일 수 있다.

발명의 효과

[0008] 본 발명에 따른 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법은, 베어링에 부가되는 반력을 계산하고, 베어링을 해석한 후, 베어링 수명 및 강성, 자이로스코픽 미끄럼 발생조건 등을 계산한 후, 가변 예압량을 결정하는 계산식을 통해 주축의 사용목적에 따른 최적의 예압량을 구체적으로 결정할 수 있게 된다.

도면의 간단한 설명

[0009] 도 1은 본 발명의 일실시예에 따른 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법을 나타낸 도면이다.

도 2는 본 발명의 일실시예에 따른 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법을 나타낸 알고리즘이다.

도 3은 도 2에 나타난 주축계에서 베어링 작용 반력 계산을 위한 구성도이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0010] 이하 첨부된 도면을 참조로 본 발명의 바람직한 실시예들을 상세히 설명하기로 한다.

[0011] 도 1 및 도 2를 참조하면, 상기 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법은, 베어링에 부가되는 반력을 계산하고, 상기 베어링을 해석한 후, 베어링 수명 및 강성, 자이로스코픽 미끄럼 발생조건 등을 계산한 후 최적 예압량을 결정하게 된다.

[0012] 먼저, 상기 베어링에 부가되는 반력의 계산은 주축계 해석을 통해 계산된다. 즉, 원하는 주축의 성능을 바탕으로 결정된 상기 주축의 치수와 선정된 상기 베어링에 대한 형상 정보를 입력받고, 회전수에 따른 모터의 토크를 기준으로 절삭력을 예측하여 상기 베어링에 부가되는 반력을 계산한다. 여기서, 상기 주축계 해석을 위한 입력 값들 중 상기 주축의 치수와 상기 베어링의 형상정보는 이후 가변예압량을 결정하기 위한 전 단계에서 동일하고, 상기 절삭력은 운전환경과 상기 모터의 특성에 따라 변화하게 된다. 이때, 특정 회전수에 대한 상기 모터의 토크를 기준으로 절삭력을 예측하여 상기 베어링에 부가되는 반력을 계산하므로, 상기 절삭력 예측에 사용된 회전수와 계산된 상기 베어링 반력은 서로 대응된다. 이는 상기 주축의 회전수에 따른 외부하중 변화를 동시에 고려하여 계산된 값이 된다.

[0013] 따라서, 상기 주축계 해석을 통한 상기 베어링에 부가되는 반력은 도 3을 참조하여, 하기의 수학적 1 및 수학적 2를 통해 도출할 수 있게 된다.

수학식 1

$$F_1 = P \left(1 + \frac{a}{l} \right)$$

[0014]

수학식 2

$$F_2 = -P \frac{a}{l}$$

[0015]

[0016] 여기서, F_1 은 전륜 베어링(100)의 반력, F_2 는 후륜 베어링(200)의 반력, P 는 외부하중, a 는 전륜 베어링(100)의 중심에서 외부하중 작용점까지의 거리, l 은 전륜 및 후륜 베어링(100, 200) 중심간의 거리이다.

[0017] 그리고, 상기 베어링 내 내부하중 분포, 접촉각 정보를 얻는 베어링 해석을 수행한다. 이렇게, 상기 베어링 해석을 통해 얻어지는 정보는 이후 단계인 가변예압량 결정시 필요한 상기 베어링의 수명과 강성, 자이로스코픽 미끄럼을 계산하는데 사용된다.

[0018] 이때, 상기 베어링 해석을 통해 상기 베어링 내 내부하중 분포, 접촉각 정보를 얻으면, 상기 베어링의 강성은 최대값을 사용하며, 상기 베어링의 수명은 하기의 수학식 3 및 수학식 4를 통해 도출할 수 있게 된다.

수학식 3

$$L_{nm} = a_1 a_{iso} L_{10}$$

[0019]

수학식 4

$$L_{10} = \left(\frac{Q_c}{Q_e} \right)^3$$

[0020]

[0021] 여기서, 상기 L_{nm} 은 신뢰도(100-n)%에 대한 수정된 정격수명, a_{iso} 는 통합된 수정계수, L_{10} 은 기본 정격수명으로 Q_c 는 10^6 회전수명을 보장하는 90%의 생존확률을 갖는 기본동적부하용량, Q_e 는 베어링 반력에 의해 계산된 동 등가하중이다.

[0022] 그리고, 상기 자이로스코픽 미끄럼을 방지하기 위한 조건은 하기의 수학식 5 및 수학식 6을 통해 도출할 수 있게 된다.

수학식 5

$$\mu (Q_i + Q_o) \frac{D}{2} > M_{gj}$$

[0023]

수학식 6

$$M_{gj} = J \left(\frac{\omega_R}{\omega} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega} \right)_j \omega^2 \sin \beta$$

[0024]

[0025]

여기서, M_{gj} 는 자이로스코픽 모멘트, J 는 질량관성 모멘트, β 는 전동체 피치각, ω 회전 궤도륜의 속도, ω_m/ω 는 궤도륜에 대한 전동체의 공전 각속도비, $Q_{i,0}$ 는 베어링 해석을 통해 구한 전동체의 내,외륜 사이의 하중, μ 는 마찰계수, D 는 전동체의 직경이다.

[0026]

이렇게, 상기 베어링 해석을 통해 얻어지는 정보로 상기 베어링의 강성 최대값과 더불어 상기 베어링의 수명과 자이로스코픽 미끄럼 방지를 위한 조건을 계산을 통해 도출하면, 최적 예압량을 결정한다.

[0027]

이때, 저속의 증절삭을 위해서는 상기 베어링의 강성을 우선시하고, 고속의 경절삭을 위해서는 상기 베어링의 미끄럼 방지를 위한 방향으로 예압을 결정한다. 즉, 도 1을 참조하면, 상기 계산을 통해 도출된 상기 자이로스코픽 미끄럼을 방지할 수 있는 값을 통해 얻어지는 예압량을 기준으로 A,B,C 영역으로 나눈 후, 상기 자이로스코픽 미끄럼을 억제할 수 있는 예압량이 A영역에 존재할 경우는 상기 베어링의 수명과 강성 조건을 우선으로 최적 예압량을 결정하고, C영역에 존재할 경우는 상기 베어링의 수명과 상기 자이로스코픽 미끄럼을 억제하는 조건을 우선으로 하여 최적 예압량을 찾는다.

[0028]

여기서, 상기 베어링의 수명을 만족시키는 범위 내에서 최대와 최소의 예압량을 선정할 경우, 조금의 외란에도 상기 베어링의 수명을 만족시키지 못할 수 있다. 즉, 상기 베어링의 온도변화, 예압장치의 정밀도 등에서 오는 예압력 변화에 대해 수명 여유가 없게 된다. 이에 경계점에서의 예압력 변화에 대한 수명여유를 확보하기 위해 가중치 개념을 도입하게 된다.

[0029]

상기 자이로스코픽 미끄럼이 발생하지 않는 저속의 경우는 강성에 90%, 미끄럼발생에 따른 발열량에 10%의 가중치를 적용하고, 상기 자이로스코픽 미끄럼이 발생하는 고속의 경우는 미끄럼발생에 따른 발열량에 90%, 강성에 10%의 가중치를 적용한다. 예를 들면, 상기 베어링의 수명을 만족시키는 예압의 범위가 100~300N 사이에 있을 경우, 상기 강성의 특성이 우선시 되는 저속 영역의 경우는 최적 예압량이 280N이 되고, 고속 영역의 경우는 120N이 된다. 이에 대한 개념을 식으로 나타내면 수학식 7과 같다.

수학식 7

$$P_o = (P_{\max} \times W_1) + (P_{\min} \times W_2)$$

[0030]

[0031]

여기서, P_o 는 가중치가 적용된 최적예압량, $P_{\max}$ 는 수명조건을 만족시키는 예압의 영역 내에서 최대값, $P_{\min}$ 은 수명수준을 만족시키는 예압의 영역 내에서 최소값, W_1 은 강성에 대한 가중치, W_2 는 미끄럼발생에 따른 발열량에 대한 가중치이다.

[0032]

이때, 상기 W_1 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하지 않는 저속의 경우 0.9이며, 고속의 경우 0.1이고, 상기 W_2 의 값은 자이로스코픽 미끄럼이 발생하는 저속의 경우는 0.1이며, 고속의 경우 0.9가 된다. 이같이, 상기 가중치 값의 경우 사용되는 가변예압장치의 정밀도, 주축의 사용환경 등에 따라 다른 값을 채택할 수 있다.

[0033]

도 2와 같이, 상기 가변예압량을 결정하는 계산식을 이용하여 예압량을 가변시키면서 최적의 예압량을 찾을 때까지 상기 과정을 반복한다. 만약, 고려된 예압량의 범위에서 상기 베어링의 성능을 만족시키는 값이 없을 경우, 이러한 과정을 벗어나 초기 주축 구성단계로 되돌아가고, 최적 예압량이 결정되었다면 상기 예압량을 초기 절삭력 예측에 사용된 입력 회전수에 대응되는 최적 예압량으로 출력한다.

[0034]

다음은 현재 회전수에 대한 예압량 결정과정을 마치고, 회전수를 설정된 값만큼 증가시켜 절삭력 예측의 초기과정부터 다시 시작한다. 이러한, 과정을 계산에 사용된 회전수가 상기 주축의 최고 회전수와 같을 때까지 반복하여 각 입력회전수별 최적의 예압량을 각각 도출한다. 만약, 입력 회전수가 최고 회전수와 같거나 클 경우 상기

가변예압량 결정을 위한 모든 계산 루틴을 마치고 종료한다.

[0035] 이와 같이, 일실시예의 상기 공작기계용 주축의 가변예압량 결정방법은, 상기 베어링에 추가되는 반력을 계산하고, 상기 베어링을 해석한 후, 베어링 수명 및 강성, 자이로스코픽 미끄럼 발생조건 등을 계산한 후, 가변 예압량을 결정하는 계산식을 통해 주축의 사용목적에 따른 최적의 예압량을 구체적으로 결정할 수 있게 된다.

[0036] 본 발명은 도면에 도시된 실시예를 참고로 설명되었으나 이는 예시적인 것에 불과하며, 본 기술 분야의 통상의 지식을 가진 자라면 이로부터 다양한 변형 및 균등한 다른 실시예가 가능하다는 점을 이해할 것이다. 따라서, 본 발명의 진정한 기술적 보호 범위는 첨부된 특허청구범위의 기술적 사상에 의하여 정해져야 할 것이다.

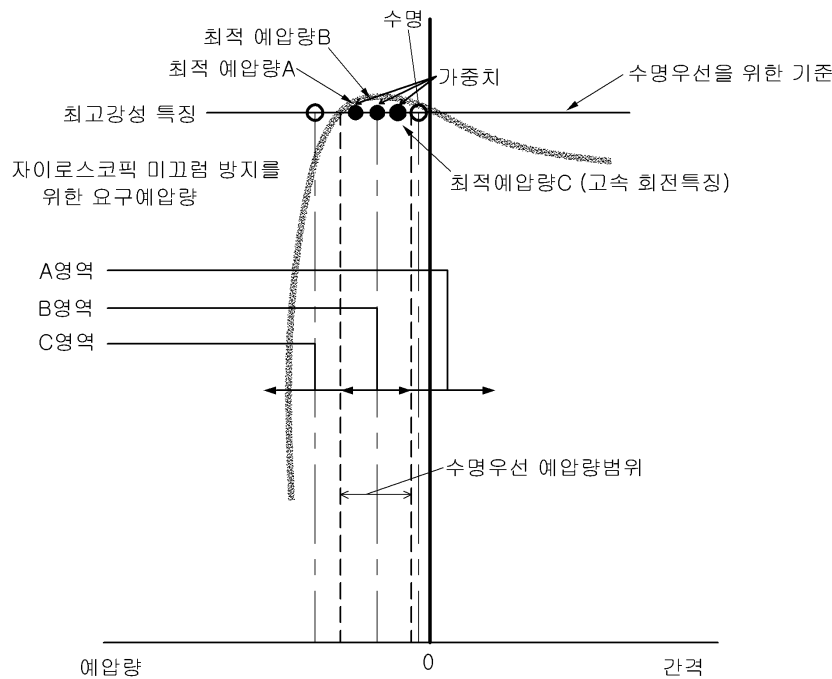
부호의 설명

[0037] 100: 전륜 베어링

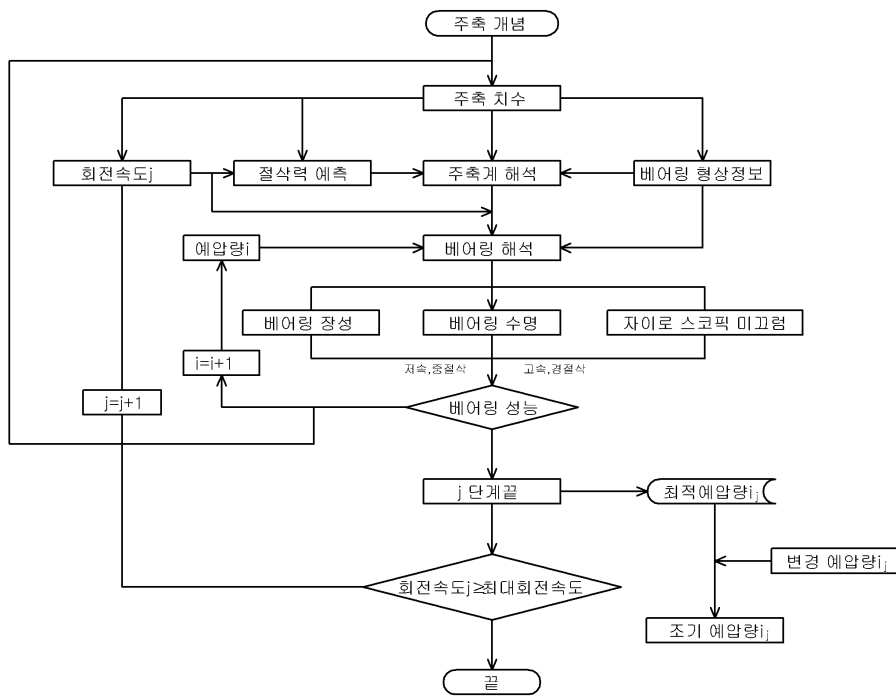
200: 후륜 베어링

도면

도면1



도면2



도면3

