

〈論 文〉

최적화기법을 이용한 고속 탄성회전체의 밸런싱

이용복* · 이동수** · 김창호* · 최동훈***

(1994년 8월 19일 접수)

An Optimal Correction Balancing of A High-Speed Flexible Rotor

Yong-Bok Lee, Dong-Soo Lee, Chang-Ho Kim and Dong-Hoon Choi

Key Words : Trial Mass(시행질량), Correction Mass(수정질량), Residual Vibration(잔류진동), Object Function(목적함수), Constraint Condition(구속조건), Flexible Rotor(탄성회전체), Critical Speed(위험속도)

Abstract

An influence coefficient method with an optimal correction balancing algorithm is developed for balancing a high-speed flexible rotor system. Conventional flexible balancing algorithms such as least square and weighted least square algorithms may not satisfy allowable residual vibration levels in certain speed ranges, while the optimal correction balancing method can be more effective in controlling vibration levels in a target speed. Related analyses were reviewed and applied to a test rig to show the effectiveness of the optimal correction balancing method.

1. 서 론

회전기계의 고속화 및 고성능화 추세에 따라 회전축의 운전속도가 위험속도에 도달하게 될때 회전축이 굽힘모드를 가지게 되는 경우 소위 탄성회전체 밸런싱기술이 요구된다. 이때 시스템의 허용 진동 범위를 만족시키기 위하여 수행되어지는 탄성회전체의 밸런싱은 고속 회전기계의 고성능화 및 고정도화에 필수조건이라 할 수 있다. 이러한 탄성회전체의 밸런싱기술은 크게 모달기법과 영향계수법으로 대별된다. 1950년대 말부터 Bishop, Parkinson^(1,2) 등은 모드의 직교성을 이용하여 각각의 모드에서 발생하는 불평형 모드의 진폭효과를 감소시키는 방법을 연구하여 모달 밸런싱의 기본을 갖추었고, 실제로 현장에서는 N-평면방법과 강제회전

축 밸런싱을 방해하지 않는 'N+2 평면방법⁽³⁾이 사용되고 있다. 그러나 모달 밸런싱방법은 회전축의 위험속도와 해당모드를 사전에 알아야 하는 단점이 있다. 그에 반하여, 영향계수법은 회전속도에 따라 시행질량을 각각의 수정면에 순차적으로 설치하여 그때의 진폭과 위상을 구하고 이로부터 불평형의 위치와 양을 구하는 방법으로 회전축 모드에 대한 사전 지식을 요구하지 않는다. 특히 컴퓨터의 등장으로 영향계수 매트릭스의 계산이 용이해지고 이에 따라 여러 밸런싱기법들이 개발되었는데 그 대표적인 방법은 Goodmann⁽⁴⁾, Tessarzik,⁽⁵⁾ Bradgley와 Rieger 등⁽⁶⁾ 이 제안한 최소자승법으로 이는 잔류진동의 제곱의 합을 최소화시켜 전체적인 진동레벨을 줄이는데 그 목적이 있다. 또한 진동량의 최대값을 최소화하는 가중치 최소자승법도 개발되었다. 그러나 상기 두 방법은 모든 잔류진동의 허용치를 전체적으로 줄이는 데는 효용이 있으나 특정한 운전속도에서의 잔류진동의 최소화에는 한계가 있다. 이러한 문제의 해결을 위하여 Dewen Jin 등⁽⁷⁾은

*정회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

**정회원, 한양대학교 대학원

***정회원, 한양대학교 기계설계학과

최적화기법을 도입하여 운전속도에서의 잔류진동에 대한 제한조건을 만족하며, 운전속도를 포함한 전체속도 범위에서의 잔류진동의 제곱의 합을 최소화 하는 알고리즘을 제안하였으나, 이는 운전속도에 이르기까지의 가속구간에서는 잔류진동을 제어할 수 없는 단점이 있다. 따라서 본 논문에서는 영향 계수법과 ALM(augmented lagrange multiplier) 방법을 근간으로 한 최적화기법을 적용하여, 회전체 시스템의 손상을 막기위한 방법으로 운전속도 이전의 가속구간에서는 잔류진동이 허용치보다 작아야 한다는 제한 조건을 만족하며, 운전속도에서의 잔류진동을 최소화하는 불평형질량과 그 위상을 구함으로써 회전체 시스템의 효율적인 밸런싱기법을 제안하고자 한다. 또한 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통하여 기존의 알고리즘과 비교함으로써 그 유용성을 밝히고자 하였다.

2. 최적화 밸런싱기법

2.1 영향계수 최소화방법

밸런싱을 필요로하는 회전체 시스템에 대하여 밸런싱 평면의 수를 n , 밸런싱되어지는 속도의 수를 l_1 , 진동이 측정되어지는 위치의 수를 l_2 라 할 때 진동측정 회수 m 은 다음과 같다.

$$m = l_1 \times l_2 \quad (1)$$

일반적인 경우 $m > n$ 에서, 수정질량의 크기와 위상을 나타내는 수정질량벡터 $\{q\}$ 와 불평형상태의 회전체 시스템의 진동변위벡터 $\{B\}$ 사이에는 다음의 관계식이 성립된다.

$$[A] \cdot \{q\} + \{B\} = \{0\} + \{\varepsilon\} \quad (2)$$

여기서, $[A]$ 는 $m \times n$ 행렬의 영향계수 매트릭스를 $\{0\}$ 은 n 행의 영벡터를, 그리고 $\{\varepsilon\}$ 은 n 행의 밸런싱 시 축을 기준으로 수평방향 x 와 연직방향 y 의 오차벡터를 나타낸다. 오차벡터 $\{\varepsilon\}$ 이 가능하면 작아질수록 밸런싱이 잘 이루어진 것이므로, 오차벡터에 최소화방법은

$$\{\varepsilon\}^T \cdot \{\varepsilon\} \Rightarrow \text{Min.} \quad (3)$$

여기서, $\{\varepsilon\}^T$ 는 $\{\varepsilon\}$ 의 전치(transpose)이며 공역복소수로 구성된다.

이를 이용하여 식(2)를 다시 쓰면

$$[A]^T \cdot [A] \cdot \{q\} + [A]^T \cdot \{B\} = \{0\} \quad (4)$$

으로 변환된다. 즉 식(4)는 매트릭스 연산상 역행렬 계산이 가능한 $n \times n$ 정방형의 매트릭스를 갖으며, 수정질량 $\{q\}$ 를 구하는 n 개의 방정식계로 변환되었다. 또한 식(3)은

$$\begin{aligned} f &= \{\varepsilon\}^T \cdot \{\varepsilon\} \Rightarrow \\ &= \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_1^* + \varepsilon_2 \cdot \varepsilon_2^* + \dots + \varepsilon_m \cdot \varepsilon_m^* \Rightarrow \begin{matrix} \text{Min.} \\ \text{Min.} \end{matrix} \\ &= \sum_{i=1}^m \{[Re(\varepsilon_i)]^2 + [Im(\varepsilon_i)]^2\} \Rightarrow \text{Min.} \end{aligned} \quad (5a)$$

으로 나타낼 수 있으며, 예로써 임의의 i 번째 잔류진동 크기의 제곱 δ_i^2 은

$$\delta_i^2 = \varepsilon_{2i-1}^2 + \varepsilon_{2i}^2, \quad i=1, 2, \dots, m \quad (5b)$$

가 된다.

2.2 최적화 밸런싱기법을 위한 수식화

기존의 모달 밸런싱이나 영향계수법과 같은 기법으로 밸런싱을 할 경우, 잔류진동의 분포는 임의의 운전속도 또는 운전속도 영역에서 잔류진동의 허용치를 만족시키지 못하는 경우가 흔히 발생하게 된다. 이와 같은 경우 반복적인 밸런싱을 통하여 해결할 수도 있으나, 이는 많은 시간과 경비가 소요되며 반복적인 밸런싱에 의한 잔류진동의 분포가 항상 잔류허용치를 만족한다는 보장이 없으므로 실제 적용에 많은 문제점을 내포하고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 최적화기법을 도입하여 운전속도 또는 운전속도 영역에서의 잔류진동의 합을 최소화하고, 그 이외의 영역을 제외한 곳에서의 잔류진동이 허용치보다 작아야 한다는 구속조건을 만족하며, 설계변수인 각 밸런싱 평면에서의 수정질량과 위상을 구하는 최적화문제로 다음과 같이 수식화 할 수 있다.

$$\text{Min. } f = \sum_{i=1}^m \delta_i^2 \quad (6)$$

$$\delta_j^2 - \delta_{\omega_j}^2 \leq 0 \quad j=1, 2, \dots, r \quad (7)$$

$$m_l^t \leq m_l \leq m_l^u \quad l=1, 2, \dots, m$$

$$\theta_l^t \leq \theta_l \leq \theta_l^u \quad (8)$$

여기서, 식(6)의 f 는 목적함수로서 운전속도 또는 운전속도 영역에서 존재하는 잔류진동의 제곱에 합을 나타내며, m 은 진동이 측정되는 위치의 수이다. 식(7)은 운전속도 또는 운전속도 영역을 제외한 영역에서의 잔류진동에 대한 제한조건으로써 δ_{ω_j} 는 j 번째 잔류진동에 대한 허용치를 나타낸다.

식(8)은 설계변수인 수정질량(m_i)과 위상(θ_i)에 대하여 상하한 값 m_i^l 와 m_i^t 및 θ_i^l 와 θ_i^t 을 제한하는 한계치의 제한조건을 나타내며, 잔류진동량의 해석을 위하여 앞절에서 기술한 최소자승법을 이용하였다.

2.3 설계민감도 해석

최적화를 위하여 민감도의 계산, 즉 설계변수에 대하여 목적함수와 구속조건의 편미분 값이 필요하게 된다. 이를 위하여 최소자승법으로부터 잔류진동은 식(5)로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta_i^2 = \left\{ \sum_{j=1}^{2n} a_{2i-1,j} \cdot q_j \right\}^2 + \left\{ \sum_{j=1}^{2n} a_{2i,j} \cdot q_j \right\}^2$$

$$i=1, 2, \dots, m, j=1, 2, \dots, 2n \quad (9)$$

여기서, a 는 영향계수 행렬 $[A]$ 의 요소를 나타내며 식(5)와 식(9)를 이용하여 설계변수 q_i 에 대하여 잔류진동 δ_i^2 을 편미분하면 다음과 같은 잔류진동 δ_i^2 에 대한 민감도 계산을 위한 식을 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial(\delta_i^2)}{\partial q_i} = 2\varepsilon_{2i-1,j} \cdot a_{2i-1,j} + 2\varepsilon_{2i,j} \cdot a_{2i,j}$$

$$i=1, 2, \dots, m, j=1, 2, \dots, 2n \quad (10)$$

따라서 식(10)은 식(4)로부터 구한을 대입하므로써 계산되어지며, 식(6)과 식(7)에 식(10)을 적용함으로써 목적함수와 구속조건의 편미분 값을 구할 수 있다.

2.4 최적화기법

본 연구의 최적화기법으로는 ALM(augmented lagrange multiplier)방법으로써, Lagrange multiplier와 penalty 함수의 계수들을 지정함으로써 형성되는 구속조건이 없는 최적화문제를 반복적으로 풀어야 한다. 따라서, ALM방법의 효율성과 수렴성은 구속조건이 없는 최적화기법에 따라 영향을 받는다. 이를 위하여 새로운 penalty계수의 규칙과 선탐색(line-search)을 위한 다항식 근사법을 근간으로하여 효율성과 수렴성을 증대시킨 구속조건이 없는 최적화 알고리즘을 사용하였다. 대부분의 공학문제에 발생하는 설계변수의 한계치 구속조건을 일반적인 부등식 구속조건에 포함시키지 않고 분리 처리할 수 있도록 함으로써 한계치 구속조건이 능동적인 최적화문제의 경우에도 전체 최적화과정의

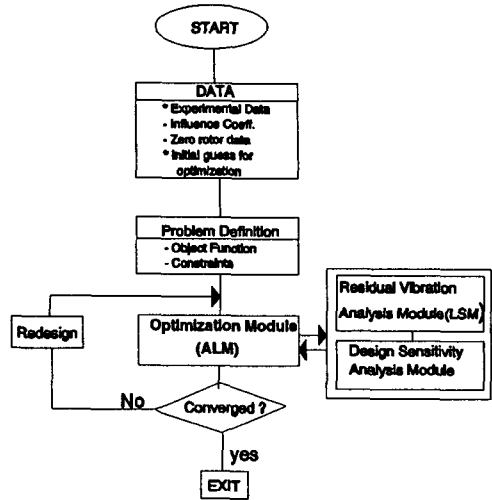


Fig. 1 Skeleton structure of an optimal correction balancing program

효율을 증대시키도록 하였다.⁽⁸⁾

2.5 최적 밸런싱 프로그램의 구조도

고속 탄성회전체 시스템의 최적 밸런싱을 위한 프로그램의 개략적인 구조도는 Fig. 1과 같다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 제안된 알고리즘은 잔류진동 해석모듈, 설계민감도 해석모듈 그리고 ALM방법을 적용한 최적화 모듈로 구성되며, 문제의 정의를 위한 목적함수와 구속조건을 지정하고, 실험을 통한 시스템 데이터 및 최적화를 위한 초기치를 입력한 후 반복적으로 최적화를 수행한다. 이 때 최적화 모듈은 각 설계변수에 대한 잔류진동 해석모듈과 설계민감도 해석모듈의 유기적인 상호 작용을 통하여 목적함수가 최소가 되는 방향으로 선탐색을 수행하며, 목적함수와 구속조건에 관한 모든 수렴조건을 만족시키면 프로그램이 종료된다.

3. 밸런싱 시스템 구성

Fig. 2는 밸런싱장치의 개략도이다. 0.5 마력의 D.C. 모터에 의하여 회전하는 3개의 밸런싱 평면을 갖는 고속 회전체의 불평형력은 양단에 지지되어 있는 슬리브 저널베어링의 지지부에 전달되어 전체 시스템의 진동을 야기시킨다. 진동측정위치는 양단의 베어링 지지부로부터 두개의 가속도센서를 부착하여 베어링계에 전달되는 진동신호와 광센서로부터 회전하는 회전체의 회전신호를 측정하여 이

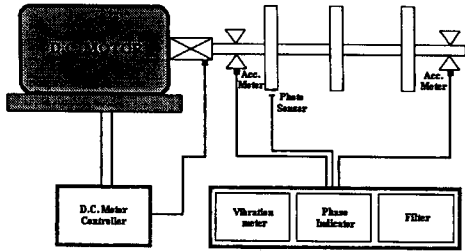


Fig. 2 Test rig and measuring apparatus

두 신호를 동조(synchronous) 필터를 통과시키므로써 회전주파수만의 진동성분을 측정하고 그 때의 불평형의 위치를 위상 지시계를 통하여 검출해 낸다. 적분기를 통하여 최종적으로 검출된 진동변위량의 크기와 위상은 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 저장되고 이 데이터를 기본으로 하여 수정질량의 크기와 위치를 구한다.

4. 밸런싱실험

4.1 측정데이터에 의한 컴퓨터 시뮬레이션 결과

Fig. 3과 같이 질량이 각각 610 g, 805 g 및 610 g의 3개의 회전체를 갖는 시스템은 축의 직경이 9.95 mm로 상당히 탄성을 띄며 회전체상에 밸런싱면을 갖도록 하였는데, 밸런싱 면의 수는 측정점 개수와 운전속도 영역의 측정 회전수의 개수에 따라 결정되어지며, 식 (1)의 조건을 만족시키며 실험 목적상 운전영역에서 2차 위험속도가 발생하도록 3개로 선정하였다. 정적인 상태의 회전체 가진을 통하여 그 응답을 본 결과, 본 연구의 시스템은 29.9 Hz와 99.3 Hz 근방에서 각각 1, 2차 고유진동수를 갖고 있으며 45.2 Hz에서 y방향 모드를 나타내고 있는데 이는 x와 y방향의 가진에 따라 그 응답으

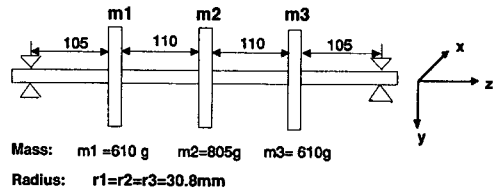


Fig. 3 Geometry of a flexible rotor system

로 판단하였다. 밸런싱속도의 개수(h)는 1차 위험속도와 y방향 모드의 피크(peak)를 기준으로 10% 전후에서 각각 1개씩 선정하였으며, 2차 위험속도 부근을 주 운전영역으로 가정하였을 때 밸런싱효과의 향상을 조사하기 위하여 2차 위험속도 및 4% 전후의 2개의 속도를 선택하여 모두 일곱개의 속도를 측정하였다. Table 1에서는 시행질량의 크기와 위상을 zero rotor data인 경우 run number 1, 회전체 1, 2 및 3에 시행질량을 각각 삽입하였을 경우 run number 2, 3, 4로 나타내었으며 Table 2는 밸런싱속도에 따른 각 run number에서의 진동변위의 크기와 위치를 나타내고 있다. Run number 1의 경우는 초기의 회전체 기본 진동으로 s1~s2사이에 170~180도 정도의 위상변화가 있어 위험속도를 통과함을 알 수 있고 좌우 베어링에서 측정된 위상차이는 동일 위상(in-phase)을 보이며 소위 V모드를 보인다. s3~s4 사이의 위상변화는 연성(coupling)에 의한 영향으로 90도 정도의 위상차를 나타내고 있어 y방향의 모드임을 알 수 있다. s5~s7의 영역에서는 회전체의 기하학적인 형상에 따라 2차 모드가 좌우에서 약 180도의 위상차이를 가지며 소위 S모드를 보인다.

위의 측정값들은 밸런싱을 하기 위한 기본 데이터로 사용되어지며 본 논문에서는 Table 3과 같이 세가지 경우에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 1 Data of inserted trial masses

Run number	Run Type	Plane containing trial mass	Trial mass (gram)	Trial mass location (deg/)
1	Zero rotor data	-	-	-
2	Trial mass data	#1	1.629	0.0
3	Trial mass data	#2	1.629	0.0
4	Trial mass data	#3	1.629	0.0

Table 2 Measured unbalance vibration data

Balancing speed (rpm) (Speed name)	Run number	Left bearing Vib. Amp. (μm)	Left bearing phase (deg.)	Right bearing Vib. Amp. (μm)	Right bearing phase (deg.)
1650 (s1)	1	9.5	342	9.0	339
	2	20.5	337	20.0	327
	3	19.0	352	19.0	351
	4	20.5	337	21.0	337
2050 (s2)	1	7.7	169	9.0	168
	2	10.3	172	12.5	173
	3	12.3	184	14.0	184
	4	10.5	175	11.2	174
2350 (s3)	1	4.8	149	7.0	152
	2	6.8	156	10.2	153
	3	8.4	146	11.5	146
	4	7.3	153	8.7	150
2800 (s4)	1	7.0	84	11.5	84
	2	9.9	71	16.5	70
	3	10.5	69	19.0	62
	4	7.5	85	12.7	70
5878 (s5)	1	11.2	252	5.8	76
	2	29.5	240	14.1	59
	3	9.5	253	5.2	84
	4	2.2	147	1.3	319
5982 (s6)	1	10.5	240	5.4	66
	2	20.0	211	10.2	31
	3	9.6	237	5.0	72
	4	3.1	134	1.9	314
6204 (s7)	1	9.3	219	4.8	39
	2	15.0	198	8.0	22
	3	9.6	214	4.5	56
	4	5.5	67	3.2	253

위의 Table 4는 Table 3의 조건에 따라 최소자승법과 최적화기법을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션한 결과로 수정질량의 양과 위상을 표시하였다. 그

결과를 살펴보면 회전체 1과 3의 수정은 예상대로 S모드의 밸런싱효과를 주며 회전체 2의 수정은 V모드의 밸런싱효과에 영향을 미침을 쉽게 알 수 있

Table 3 Different combinations for selecting balancing speeds

Case No.	No.of balancing speed	Balancing speed for constraint function	Balancing speed for object function
Case #1	7	s1, s2, s3, s4	s5, s6, s7
Case #2	4	s1, s2, s4	s6
Case #3	4	s1, s4	s5, s7

Table 4 Simulation results for correction mass

Case No.	Least square method & Optimal balancing method	Correction Mass(gram) & Phase(deg.)		
		Rotor No.	Mass	Phase
Case #1	Least square method	1	1.0456	183.5
		2	1.3466	193.0
		3	0.8180	37.9
	Optimal balancing method	1	0.7861	186.0
		2	1.3086	189.3
		3	0.7968	18.1
Case #2	Least square method	1	1.8035	196.5
		2	0.9809	223.7
		3	1.3141	67.6
	Optimal balancing method	1	1.6721	210.5
		2	0.8921	215.8
		3	1.0895	67.1
Case #3	Least square method	1	1.2335	178.1
		2	1.2941	225.6
		3	0.7473	59.2
	Optimal balancing method	1	1.1157	179.4
		2	1.1807	218.7
		3	0.6752	46.7

다. 각각의 잔류진동량을 시뮬레이션을 통하여 Fig. 4~Fig. 6에 비교하였는데 Fig. 4의 case #1의 경우는 7개의 제어속도(s1~s7) 가운데 네개의 구속조건(s1~s4)과 세개의 목적함수 (s5~s7)를 갖는 경우이다. 그 결과 최소자승법의 경우는 s1~s7 속도에서 초기의 진동레벨에 대하여 전반적

인 진동량의 감소가 있어 밸런싱효과가 입증되었다. 특히 운전속도가 s5~s7 영역에 있다고 가정하였을 때, 원하는 운전영역을 목적함수로 정하면 최소자승법의 적용보다도 훨씬 좋은 효과를 기대할 수 있음을 알 수 있다. Case #2는 s1, s2, s4를 구속조건으로 그리고 s6를 목적함수로 하였을 때

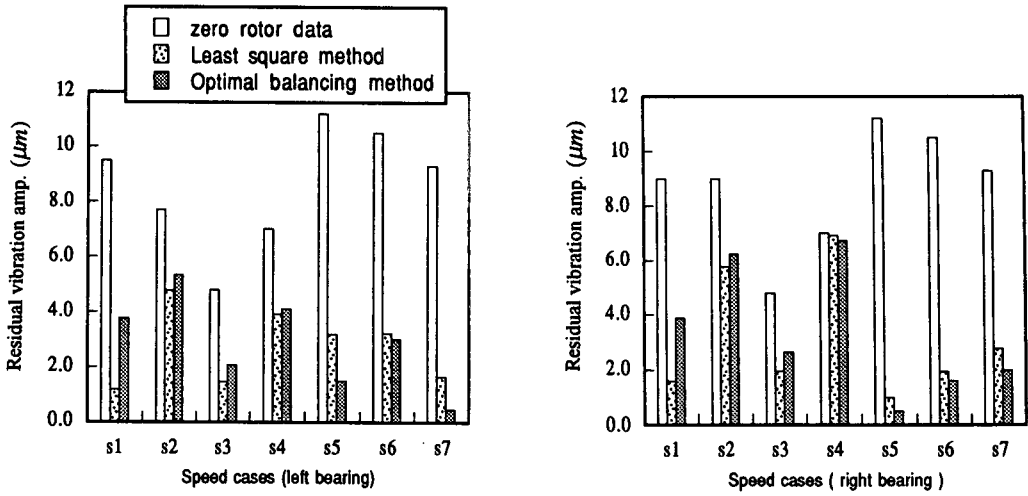


Fig. 4 Simulation results for Case #1 (7 speeds)

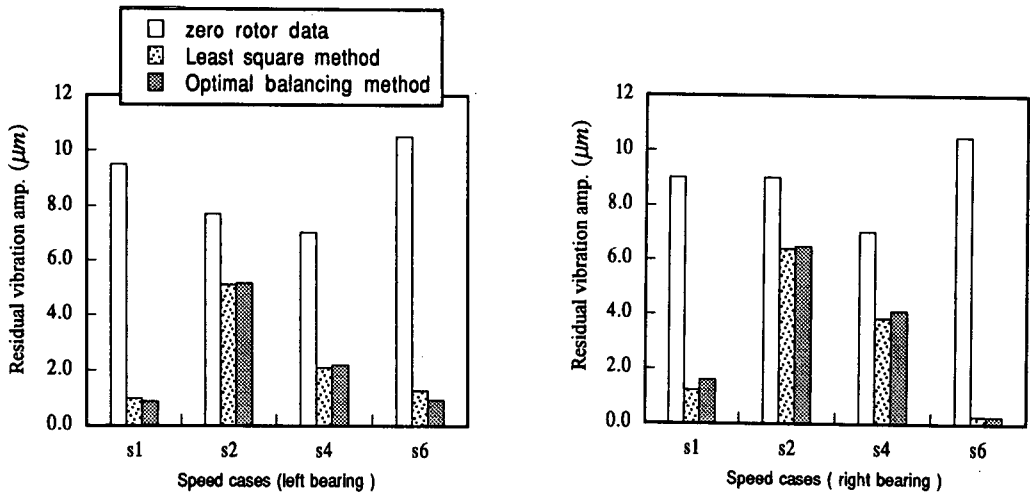


Fig. 5 Simulation results for Case #2 (4 speeds)

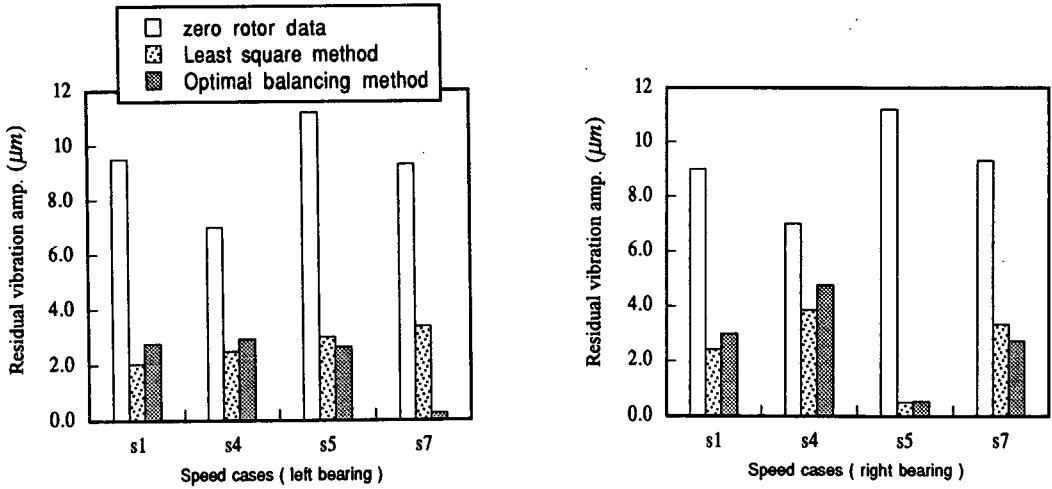


Fig. 6 Simulation results for Case #3 (4 speeds)

case #1의 s6보다 훨씬 밸런싱효과가 향상되었는데 이는 2차 모드에서 s6가 가장 지배적임을 알 수 있다. Case #3는 s1, s4를 구속조건, s5, s7을 목적함수로 가정한 경우이다. 두 경우 모두 구속조건을 만족하였으며 목적함수 부근에서는 최소자승법보다도 좋은 효과를 보이고 있다. 이상의 시뮬레이션 결과를 살펴볼 때 운전속도 영역(s5~s7)에서의 잔류진동량은 목적함수의 개수와 1차 모드 근방에서의 잔류진동량의 구속조건 및 개수에 따라 차이가 있음을 알 수 있었다. 과도한 구속조건, 즉 1차 모드 근방에서의 상당히 작은 진동량의 구속조건을 주었을 때 목적함수 영역인 2차 모드 근방에서는 수렴이 어려워지므로 구속조건을 초기 진동치의 50% 내외로 제한하였다. 이는 최적화 알고리즘이 잔류진동의 제곱의 합을 최소화하는 목적

(objection)은 만족되나 과도한 구속조건이 전체적 수렴을 어렵게 하기 때문이다.

앞의 시뮬레이션 결과는 운전속도와 그에 이르기까지의 영역, 즉 가속구간영역에서의 잔류진동의 제한에 따른 밸런싱효과를 나타내었다. 운전자는 항상 운전속도에 이르기까지 가속구간을 지나야 하는데 특히 굽힘모드를 지나는 탄성회전체의 경우는 위험속도에서의 과도한 공진으로 인한 위험성을 피하기 위하여 어느 정도의 기대되는 잔류진동량의 제한이 필수적이다. Fig. 7은 case #2의 경우 최소자승법에 의한 잔류진동량을 기준으로 구속조건을 설정하여, 본 연구에서 제안한 가속구간에서의 구속조건을 주었을 때 수식화 결과와 Jin 등⁽⁷⁾의 수식화인 운전속도에서 구속조건을 주었을 때의 결과를 비교한 것이다. Jin의 수식화 결과 운전속도에서의 잔류진동량은 본 논문의 수식화 결과와 유사하나 가속 구간에서의 잔류진동량이 최소자승법의 결과보다 커질 수 있음을 나타내고 있다. 그 반면 본 연구의 수식화는 가속구간에서 이미 설정한 구속조건을 잘 만족하고 운전속도에서도 잔류진동량을 최소화하였다. 본 논문에서 제안된 가속구간에서의 구속조건과 운전속도에서의 목적함수화는 Jin이 제안한 수식화에 비하여 가속구간에서 잔류진동이 약 20% 이상 감소함을 보였다.

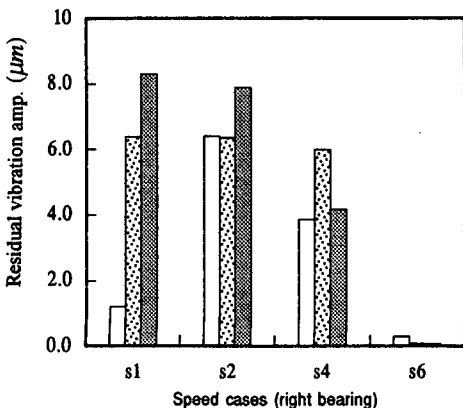
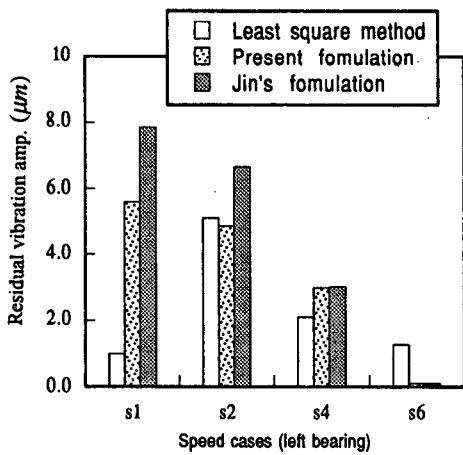


Fig. 7 Simulation results of Jin's and present formulation

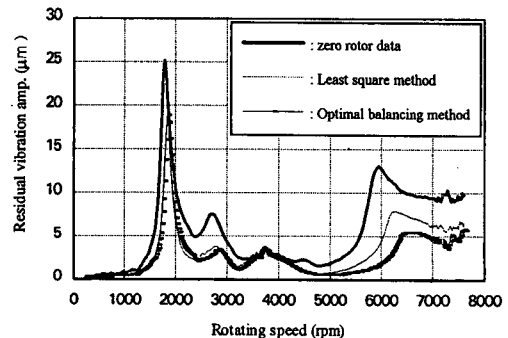


Fig. 8 Residual vibration at the left bearing support (experiment)

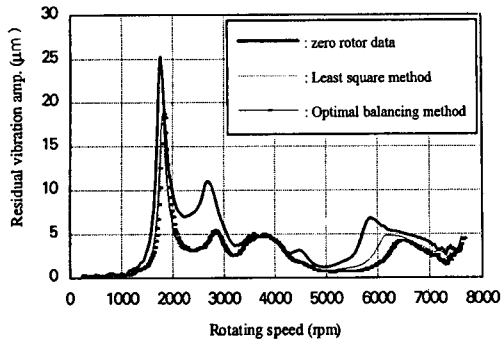


Fig. 9 Residual vibration at the right bearing support (experiment)

통하여 얻은 결과로써 회전속도에 따라 변화하는 잔류진동의 분포를 나타낸 것이다. 각각의 제어 속도에서 Fig. 4의 시뮬레이션 값과 비교하였을 때 그 경향과 매우 잘 일치함을 알 수 있었다. 즉, 최적화기법을 이용한 밸런싱은 2,000 rpm과 2,650 rpm 전후의 제한조건에서는 최소자승법과 유사한 잔류진동을 보였고, 특히 목적함수로 선정한 6,000 rpm 전후의 운전영역에서는 잔류진동을 최소화할 수 있어 최적화기법의 타당성이 입증되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 최적화기법을 적용함으로써 기존의 알고리즘으로는 만족시킬 수 없었던 잔류진동의 분포를 제어할 수 있었고 그 결과 최적화기법은 최소자승법보다 밸런싱 기술자가 원하는 회전속도에서 잔류진동 레벨을 조절할 수 있음을 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통하여 확인하였다. 특히 본 논문에서는 최적화기법의 적용이 목적함수와 구속조건의 수식화에 따라 전체 밸런싱의 효율이 달라지므로 보다 효율적인 수식화를 제안하였고, 그에 따른 속도영역의 선정과 신호 안정역에서의 정확한 데이터의 수집이 매우 중요함을 알았다. 추후 이 분야에 있어 실제적 적용을 위한 상용 소프트웨어의 개발 및 최적화기법 향상에 대한 연구가 계속적으로 수행되어져야 한다고 사료된다.

후 기

본 연구는 과기처 및 한국과학재단 산하 티보동력기계연구센터의 일부지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bishop, R.E. D., 1959, "The Vibration of Rotating Shafts," *Journal of Mechanics and Engineering Sciences*, 1, 50.
- (2) Bishop, R. E. D., and Parkinson, A. G., 1965, "Second-Order Vibration of Flexible Shafts," *Phil. Trans. Royal Society of London*, 259, Series A, 1.
- (3) Kellenberger, W., 1972, "Should a Flexible Rotor Be Balanced in N or N+2 Planes?," *J. of Engng. for Indus., ASME*, pp. 548.
- (4) Goodman, T. P., 1964, "A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections," *Journal of Engineering for Industry, Trans. of the ASME, Series B, Vol.86*, pp. 273~279.
- (5) Tessarzik, J. M. and Badgley, R. H., 1974, "Experimental Evaluation of the Exact Point Speed and Least Squares Procedures for Flexible Rotor Balancing by the Influence Coefficient Method," *J. of Engng. for Indus, ASME*, pp. 633.
- (6) Badgley, R. H. and Rieger, N. F, "The Effect of Multiple Balancing on Flexible Rotor Whirl Amplitudes," *SAE 730102*
- (7) Dewen Jin and Xikuan Tang, 1976, "A Method for Calculating the Optimum Balancing Correction of Flexible Rotors," *The International Conference on Rotordynamics*, September 14-17, Tokyo, pp. 113~116.
- (8) 김민수, 김한성, 이재원, 최동훈, 1991, "구속조건이 있는 비선형 최적화문제를 위한 ALM방법의 성능향상," *대한기계학회논문집*, 제15권, 제2호, pp. 544~556.