

반응표면법을 이용한 고하중 기둥형 로드셀의 최적설계

이태현*, 이태희**(한양대), 변철웅*** (한국생산기술연구원), 박준구**** (케이토요쥬)

Optimal Design of High-Capacity Column-Type Load Cell Using Response Surface Method

T. H. Lee and T. H. Lee (Hanyang U.), C.W. Byun (KITECH), J.K. Park (KTOYO)

ABSTRACT

According to the enlargement of production facilities and structures, the requirements of high-capacity load cells are increased for monitoring the process conditions in many fields. Generally, however, the accuracy of the column-type high-capacity load cells is not enough due to the geometric nonlinearity. It is supposed to result from the fact that the whole spring element is under high-level stress for the uniform strain field. In this paper, a new shape of spring element is developed, which utilizes the stress concentration. As a design criterion, an object function which quantifies the degree of nonlinearity is defined and optimized by use of response surface modeling. As a result, the weight of the spring element is reduced about 50% in comparison to the conventional shape. The bonding positions of strain gages are found, which show theoretically zero geometrical nonlinearity, while the ratio of overload protection is reduced from 130% to 125%. Also it is shown that the response surface method is very efficient in the optimization approach by use of FEM.

Key Words : Optimal design (최적설계), High-capacity loadcell(고하중 로드셀), Column-type loadcell,(기둥형 로드셀) Response surface method (반응표면법), Nonlinearity (비선형성), Design of experiment(실험계획법), FEM (유한요소법)

1. 서론

최근 구조물이나 프레스나 사출기의 사양이 고 생산성을 위하여 대용량화됨에 따라 고하중을 감시, 제어하기 위한 힘센서에 대한 요구가 증가되고 있다. 그러나 고하중 기둥형 로드셀은 일반적으로 비선형성이 0.1% 이상으로 굽힘형이나 전단형 로드셀보다 정밀도가 나쁘다. 이러한 고하중 기둥형 로드셀의 성능을 개선하기 위해 고하중용 Plate-ring type 로드셀에 대한 연구를 하였고⁽¹⁾, 유한 요소 해석을 이용해 기둥형 로드셀의 측정 오차를 줄이기 위해 B-Spline curve 를 이용한 최적 설계 연구를 하였다⁽²⁾. 또한 로드셀 성능을 실험적으로 평가하는 것이 경제적, 시간적으로 많은 노력이 요구되므로 실험계획법을 이용한 유한요소해석 접근법이 시도 되기도 하였다.⁽³⁾

기둥형 로드셀이 다른 형상의 로드셀과 달리 성능이 나쁜 것은 균일한 변형을 영역을 만들기 위하여 스프링 요소가 재료 전체적으로 최대 부하상태에 놓이므로 전체에 걸쳐 마이크로 스케일의 결함들이 총체적으로 영향을 주기 때문 이라고 추정 된다.⁽⁴⁾ 그러므로 기둥형 로드셀에서도 로드셀 설계시 일반적인 설계지침인⁽⁴⁾ 스트레인게이지 (S/G) 부착 위치에 가장 높은 변형율을 유도하고,

그 외 지역은 가능한 낮은 변형을 상태를 유지하려는 접근법이 필요하다. 그러나, 이와 같은 접근 방법으로 인하여 기둥형 로드셀에서는 다른 형태의 로드셀과는 달리 하중에 따른 비선형이 발생하게 된다.

그러므로 본 논문에서는 로드셀 설계원칙에 입각한 새로운 형상의 기둥형 로드셀을 설계함에 있어서 이러한 비선형성을 고려할 수 있는 목적 함수를 정의하여 최적의 S/G 부착 위치를 구하려고 한다. 또한 그 위치를 구하는데 있어서 최적 형상을 반응표면법을 통하여 결정한다.

2. 유한요소 모델링

2.1 로드셀의 출력값에 의한 초기 치수

기존의 기둥형 로드셀의 경우 경계조건의 영향을 배제하고 S/G 부착지점에서 균일한 응력분포를 얻기 위하여 감지부의 길이를 감지부 지름의 2~4 배로 설계하는 것이 일반적이다.⁽⁴⁾ 이와 같은 설계 기준은 10ton 급 로드셀에서는 감지부의 지름이 작으므로 문제가 없으나, 측정할 하중이 증가할 수록 감지부 지름의 증가에 따른 로드셀의 무게가 증가하여 여러 제작 공정을 거치는 과정 중에 매우

심각한 문제를 야기하게 된다. 예를 들면, 본 논문에서 대상으로 하는 3000ton 급 로드셀의 경우에는 스프링 요소의 무게만 1ton 에 이른다.

그러므로 설계의 첫번째 요구사항으로 무게를 줄이기 위해 세장비를 최대 1 로 한다. 이는 또한 성능개선을 위한 S/G 부착 위치에 응력집중을 이용하려는 또 다른 필요성이기도 하다.

또한 국내에는 현재 3000ton 급 실하중 교정 장치가 없으므로 본 논문에서 설계된 3000ton 급 로드셀을 모사 해석을 이용하여 1000ton 급 로드셀을 설계하고, 이때 실험을 위해 이동성을 고려하여 최대 무게가 60kg 내외가 되도록 한다.

정격출력은 2mV/V 로 하며, 이를 근거로 Elementary analysis 를 하면 최대 외경이 약 350mm 로 계산된다. 이 값은 유한요소해석의 초기 값으로 사용된다. 또 하나 고려할 사항은 외력이 고하중이므로 수하부에서 국부항복이 발생할 수 있다는 점이다. 그러므로 하중과 관계없이 수하부에서 접촉응력(hertzian stress)의 최대값을 제한해야 한다. 상업적으로 사용되는 고하중 로드셀의 제반사항^(5,6) 과 Hertzian 접촉응력을 고려하여 접촉부의 반경을 계산한 결과 스프링요소의 곡률 반경을 $R_1=2000\text{mm}$, Adapting element 의 곡률 반경을 $R_2=6000\text{mm}$ 로 결정하였다. 위에서 언급한 접촉문제를 고려하고, 하중이 증가함에 따라 접촉면적이 변함으로써 발생할 수 있는 비선형성 문제를 고려하여, 유한요소해석시 비선형 해석을 요구하는 접촉 요소(Contact element)을 적용 하였다.

2.2 3^k 실험계획법에 의한 FEM 해석

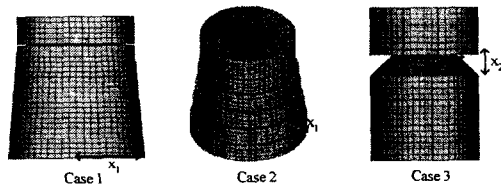


Fig. 1 Loadcells of case1, case2 and case3

세장비를 1 로 하고, 응력집중을 유도할 수 있는 형태는 Fig.1 과 같이 3 가지 형태를 생각할 수 있다. 각 설계 변수에 따른 응력의 변화를 조사하기 위해 가장 일반적으로 사용되는 3^k 실험계획법을 적용하였다. 단, 전체 거동을 조기에 파악하고, 설계변수의 수를 줄이기 위해 가장 영향이 클 것으로 예상되는 설계변수만을 선택하였다. 이때 설계변수와 실험 횟수는 Table 1 과 같다

가장 대표적인 해석결과를 Fig. 2 에 정리하였다. case1 의 경우는 전체적인 경사면으로 인하여 연속적으로 변하다가 균일하게 변하는 변형률 분포를 볼 수 있고 case2 는 계단형상으로부터

예상할 수 있는 바와 같이 진동하는 변형률 분포를 볼 수 있다. case3 은 스프링요소의 중심 부분에 변형률 분포가 집중되는 거동을 볼 수 있다.

그러므로 case1 과 case3 의 혼합형태의 로드셀이 우리가 요구하는 변형률 분포에 가장 근접하다는 것을 알 수 있다. 그러므로 이 형상에 대한 최적결과를 얻기 위한 해석을 수행한다.

분류	설계 변수		실험 횟수
	X_1	X_2	
case1	205, 235, 265		3
case2	10, 20, 30, 40, 50		5
case3	100, 125, 150	70, 170, 270	9

Table 1 Design parameters of case1, case2, case3

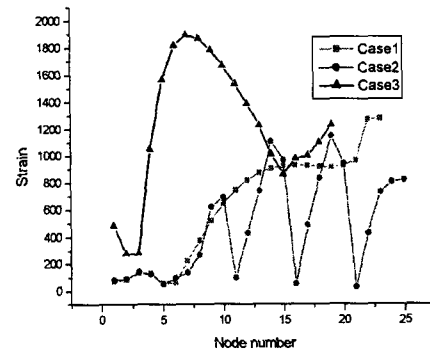


Fig. 2 Strain curves of case1, case2 and case3

2.3 스프링 요소의 모델링 및 목적함수 정의

2.2 절에서와 같은 사전 해석 결과로부터 새로운 형상의 기동형 로드셀은 Fig.3 과 같은 형상을 가지게 되며 각각의 설계변수의 의미와 설계범위는 사전 해석의 결과를 고려하여 Table 2 와 같이 결정한다.

X_1 은 사면부 반지름으로 수하부의 접촉응력이 S/G 가 부착될 표면에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 설정되었다.

일반적으로 기동형 로드셀의 경우 전이영역을 지난 중심부에서는 비직선성이 일정한 값으로 균일하지만, 본 논문에서 새롭게 제안한 형태의 로드셀은 Fig.4 에서 대표적으로 보여주는 바와 같이 유한요소해석 결과를 분석해보면 단면형상이 연속적으로 변하므로 최대 변형율이 발생하는 지점 근처에서 변형율은 최대값보다 작지만, 비선형성이 항상 (-)에서 (+)로 변하는 절대적으로 0 인 위치가 항상 존재하는 것을 볼 수 있다.

이 비선형성이 0 이 되는 지점이 로드셀의 특성을 개선한다는 관점에서는 최선의 위치이므로 Table 3 에서와 같이 R_{mz} 이라는 목적함수를 정의한다. 가장 이상적인 S/G 부착위치는 최대

변형율을 보여주는 지점이 비선형성이 0 이 되는 것이다. 그러므로, 최적설계시 목적함수 R_{nz} 은 1 에 접근하도록 수행된다.

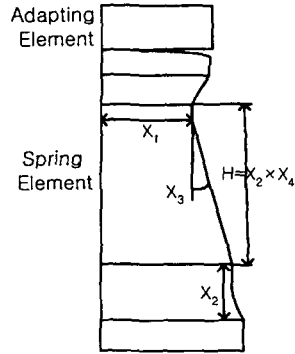


Fig. 3 New spring element

설계 변수	Description	Dimensions
X_1	사면부 윗부분반지름	100,120,140
X_2	평탄부의 높이	60,90,120
X_3	사면부의 기울기	0.1,0.15,0.2
X_4	경사부의 높이 비율	2,3,4

Table 2 Design parameters of new spring element

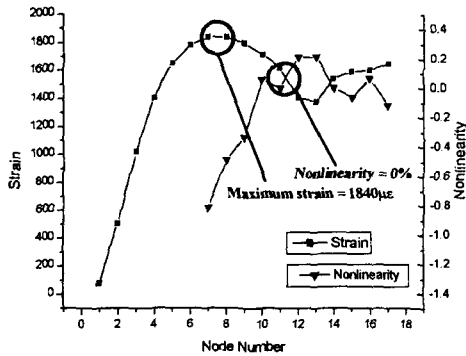


Fig. 4 Strain and nonlinearity curve of case3

그 외에 정격출력과 관련된 ϵ_{max} 이나 하중을 분산하는 기능을 가지는 R_{mm} , 물류관점에서의 W_t , 전체 재료거동과 관련이 있는 U_t 를 추가적인 목적함수로 결정 하였다.

기호	관 련 식
ϵ_{max}	Maximum of strain
R_{nz}	Nonlinearity가 0인 지점의 strain / ϵ_{max}
R_{mm}	ϵ_{max} 이후에 minimum of strain / ϵ_{max}
W_t	Total weight
U_t	Total strain energy

Table 3 definition of object functions

3. 최적설계

3.1 중심합성법에 의한 반응표면모델

유한요소해석의 결과들이 불연속적인 값들이므로 이를 처리하기 위하여 반응표면모델(Response surface model)을 이용한다. 전산실험점은 상용 프로그램인 JMP 를 사용하여 결정하고, 이 실험점에서 유한요소해석을 수행한 결과 데이터를 이용하여 반응표면 모델을 구성한다. 설계변수는 4 개이고, 목적 함수는 5 개이며, 이때 설계변수는 $[-1, 1]$ 의 영역으로 정규화하여 적용하였다.^(7,8,9) 특히 반응표면모델 중 2^k 요인실험점에 1 개의 축점과 $2k$ 개의 중심점을 추가하는 중심합성법을 사용하였으며, 총 25 회 ($2^4 + 2 \times 4 + 1 = 25$)의 유한요소 반복해석은 Fig. 5 와 같이 상용 통합설계 프로그램인 ModelCenter 를 사용하여 자동으로 수행 하였다.⁽¹⁰⁾

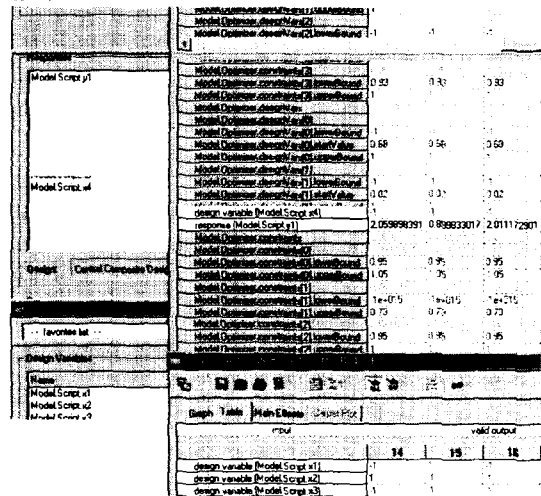


Fig. 5 Automation of FEM under ModelCenter

3.2 반응표면모델에 의한 민감도해석

Fig. 6 에는 스프링 요소에 대한 유한요소해석 결과로부터 5 가지 목적 함수에 대한 4 가지 설계 변수 X_1, X_2, X_3, X_4 의 주효과(main effect)를 표시 하였다. 비선형성을 표시하는 R_{nz} 의 경우 설계 변수들의 민감도의 크기는 대략 비슷한 크기이며, X_1, X_3 와 X_2, X_4 가 같은 경향을 보이지만, 각각 최대, 최소값이 존재한다. 이는 비선형성의 결정에 모든 요소가 동일하게 영향을 미치고 있다는 것을 의미하고 따라서 설계변수의 결정에 유의 해야 한다는 것을 의미한다.

ϵ_{max} 은 로드셀의 정격출력을 결정하는 목적 함수로 사면부의 반지름인 X_1 이 가장 큰 민감도를 가지고 있다. 이는 접촉응력이 표면까지 전달되는데 가장 큰 영향을 미치는 변수이기 때문이다. 따라서 설계시 이 설계변수를 먼저 결정하고 다른

설계변수로 미세 조정을 하는 것이 바람직 하다.

W_t 는 설계변수 설정시 설계변수가 커지면 항상 증가하는 것으로 결정하였기 때문에 민감도는 모두 단조 증가하는 경향을 보여주고 있다. 다만 평탄부의 높이에 대해 상대적으로 큰 민감도를 보여주고 있으며, 사면부의 기울기에 대해서는 가장 둔감하다. R_{nz} 과 U_t 도 각각의 설계변수에 따라 민감도의 크기는 비슷 하지만, 서로 다른 경향을 보여준다.

이와 같은 설계변수의 주효과에 대한 거동 위에서 반응표면모형을 사용하여 최적의 해를 찾기 위한 최적화를 수행하였다.

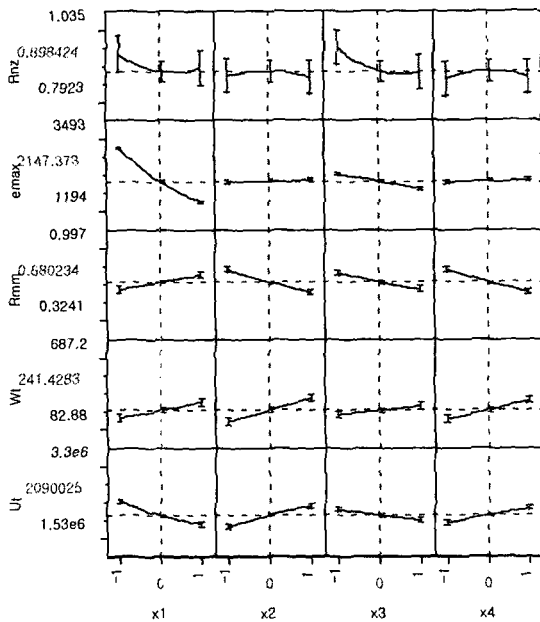


Fig. 6 Main effect of spring element

3.3 스프링 요소의 최적설계

유차원의 최적설계 문제는 목적함수 $f_i(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 와 제한조건 $g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 로 구성되며 다음과 같이 표현 된다.

$$\text{Minimize } f_i(\mathbf{x}, \mathbf{p}), \quad i=1,2,\dots,I \quad (2)$$

$$\text{Subject to } g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \geq 0, \quad j=1,2,\dots,J \quad (3)$$

$$\mathbf{x}_j \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_k \quad (4)$$

여기서, \mathbf{x} 는 n 개의 설계변수 벡터이고 \mathbf{p} 는 m 개의 시스템 변수 벡터이며 I 는 목적함수의 개수를 J 는 제한조건의 개수를 의미한다.

본 연구과제에서는 로드셀의 특성 개선에 주목적이 있으므로, 2.3 절에서 5 개의 목적함수 중 제일 중요하게 생각되는 R_{nz} 를 최소화 하고, 나머지 목적함수를 구속조건으로 정의 한다.

Table 4 에는 비교를 위하여 구속조건을 부여

하지 않고 최적해를 구한 결과와 다른 목적함수를 구속조건으로 사용하여 최적해를 구한 결과를 같이 보여주고 있다. 구속조건이 없는 경우는 R_{nz} 가 1 이라는 가장 좋은 결과를 보여주지만, 로드셀의 무게가 360kg 으로 모사해석을 이용하여 축소된 뒤에도 약 69kg 정도로 제작 및 설치가 용이 하지 못하다.

그러므로 구속조건을 변경시키면서 최적화 과정을 반복하여 case2 의 경우와 같이 1000ton 으로 축소 후 취급이 용이한 중량인 57kg 의 무게가 되게 하였고 이 때의 R_{nz} 는 최적값 0.93 이 되었다. 무게의 제한이 없다면 case1 을 선택하겠지만 무게의 제한으로 인하여 case2 를 선택하였다. 즉, 모든 목적함수를 만족 하기 위한 R_{nz} 의 최적값은 0.93 으로 볼 수 있다.

분 류		Case1	Case2
설계 변수	X_1 (mm)	139.80	133.6
	X_2 (mm)	95.70	90.6
	X_3	0.10	0.127
	X_4	3.76	3.3
목적 함수	R_{nz}	1.00	0.93
	ϵ_{max} ($\mu\epsilon$)	1817	1768
	R_{mm}	0.73	0.73
	W_t (kg)	360	300
	U_t	1998895	1789889

Table 4 Optimal results of RSM

다음의 Table 5 는 위에서와 같이 반응표면 모형을 통해 결정한 로드셀의 최적 설계값을 이용하여 다시 유한요소해석을 수행한 결과와 반응 표면모형의 결과를 비교하여 보여주고 있다. 주목적함수로 사용한 R_{nz} 는 2.1%로 가장 큰 오차를 보여 주지만 1 에 접근해야 한다는 측면 에서는 더 바람직한 결과를 보여주고 있고, 그 외의 목적함수들은 1% 미만으로 반응표면 모형을 이용하는 것이 매우 효율적인 방법이라는 사실을 보여 주고 있다.

최적설계 결과에 대한 유한요소해석 결과는 Fig. 7 에 표시 하였다. Fig.7 에서 보듯이 변형율은 1799 $\mu\epsilon$ 이며 S/G 부착 위치 근처에서 변형율이 비교적 완만하게 집중하고 있으며, 로드셀의 지지부에서의 변형율은 약 1000 $\mu\epsilon$ 으로 상대적으로 매우 낮은 값이다.

비선형성은 S/G 부착 위치를 전후하여 -0.1% 에서 0.04%로 급격하게 변한 다음 완만하게 0.01% 의 값으로 수렴하는 모습을 보여준다. S/G 자체가 격자길이내에서 변형율의 평균값을 갖는다는 것을 고려한다면 S/G 격자 중심을 대칭으로 (-)에서 (+)로 변하는 변화 효과는 상쇄되어질 수 있다는

점에서 매우 긍정적이다.

O F	RSM Model		FEM		Error(%)	
R_{nz}	0.93		0.95		2.105	
ϵ_{max}	1.04	1768 $\mu\epsilon$	1.046	1779 $\mu\epsilon$	0.57	0.66
R_{nm}	0.73		0.73		0	
W_t	1	300(kg)	0.99	299(kg)	0.3	0.3
U_t	1	1789889	0.99	1771990	1	1

Table 5 Comparison of the results of RSM and FEM

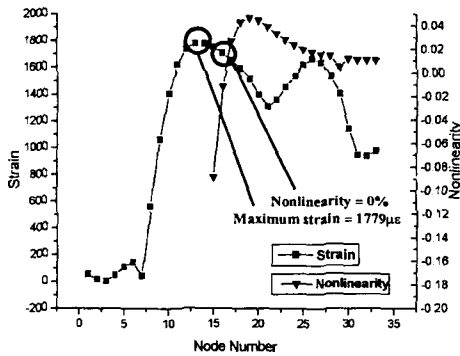


Fig. 7 Strain and nonlinearity curve of spring element

비선형성 요인인 R_{nz} 의 값이 0.95는 로드셀에서 발생한 변형율의 95%를 이용한다는 것을 의미한다. 따라서 이는 통상의 로드셀의 과부하 방지율(overload protection ratio)가 130%인 반면에, 본문에서 고안한 로드셀의 과부하 방지율이 125%라는 것을 의미한다. 그러나 상업용으로 120%의 과부하 방지율 로드셀이 있다는 점을 고려할 때, 비선형성이 위와 같이 좋아진다면 그리 큰 성능상의 저하가 아니라고 판단된다.

4. 결론 및 향후 연구방향

고하중 기동형 로드셀의 특성을 개선하기 위하여 S/G 부착 위치에는 높은 변형율을 유도하고, 그 외 지역은 가능한 변형율을 낮은 상태로 유지하는 새로운 로드셀의 형상을 고안하였다.

이와 같은 형상의 변화에 따른 비선형성을 표시하는 방법으로써 비선형성 요인인 R_{nz} 라는 목적함수를 정의하였고 최적화를 위하여 실험 계획법에 기초한 반응표면법을 이용하여 유한요소 해석을 수행하였다.

새로운 형상의 로드셀은 기존의 설계 방법에 따른 형상보다 무게를 약 1/2로 감소시켰고, 과부하방지율은 약 5%가 감소한 반면 비선형성은 원리적으로 0%에 가까운 특성을 보여준다.

또한 체계적인 유한요소해석을 위해 반응 표면 모델을 이용한다는 것이 매우 효율적이라는 사실을

보였다.

향후 이 결과를 실험적으로 검증하는 연구와 재료에 의한 비선형성과 구별하는 방법 그리고 다중목적함수의 최적화에 대한 보다 이론적이고 조직적인 연구가 필요하다.

후 기

이 연구는 중소기업청의 중소기업 부품·소재 공동 기술 개발사업(과제번호 J00-D11-2205-1-1-1)과 한국과학 재단 지정 최적설계신기술 연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

1. Zhang Shouquan, Chen Weidong "Development of the Integrated Multiple Plate-ring Type loadcell with Large Capacity".
2. 양희준 "기동형 로드셀의 비선형 유한요소해석 및 최적설계", 영남대학교, 석사학위논문, 1999.
3. 강대임의 3명 "실험계획법을 이용한 쌍안경식 6축 로드셀의 설계 및 상호간섭 오차평가" 대한 기계학회지 제 21 권, 제 11 호, pp. 1921~1930, 1997.
4. Measurements group, Strain Gage Based Transducers.
5. KTOYO, KTOYO Product Catalog, 2002.
6. CAS, CAS Product Catalog, 2002.
7. Douglas C, Montgomery, D. C., Design and Analysis of Experiments, JOHN WILE & SONS, 1996.
8. SAS Inc., JMP User's Guide.
9. ANSYS Inc., ANSYS User's Guide ver. 6.0, 2002.
10. Phoenix Integration Inc., ModelCenter User's Guide, 2000.