

디퓨저/노즐을 이용한 압전형 마이크로 펌프의 펌핑 특성에 미치는 입출구 위치의 영향

장 훈 회, 김 창 념^{*†}, 정 진^{**}

경희대학교 기계공학과, ^{*}경희대학교 테크노공학대학(산학협력기술연구원), ^{**}삼성전자

Effect of Inlet and Outlet Position on the Pumping Characteristics of a Diffuser/Nozzle Based Piezoelectric Micropumps

Hun Hee Jang, Chang Nyung Kim^{*†}, Jin Jung^{**}

Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Suwon 449-701, Korea

^{}College of Technology, Kyung Hee University, Suwon 449-701, Korea*

*^{**}Samsung Electronics, Suwon 449-701, Korea*

(Received July 10, 2006; revision received April 5, 2007)

ABSTRACT: This study has been conducted to investigate pumping characteristics of diffuser/nozzle based piezoelectric micropumps. The micropumps include a piezo disk (an actuator), a chamber and a set of diffuser and nozzle. Flow in the current micropumps is controlled by a set of diffuser and nozzle, not by a flap valve. The diffuser/nozzle based micropumps are more reliable in operation and are easier in manufacturing than the flap valve based micropumps. The flow rates of the piezoelectric micropumps have been closely analyzed with a numerical calculation. It has been found that the positions of the inlet and outlet of the micropump can influence the performance of the diffuser/nozzle based piezoelectric micropumps. This study may provide fundamental understanding for the design and analysis of the piezoelectric micropumps.

Key words: Piezoelectric micropump(압전형 마이크로 펌프), Piezo materials(압전 소자), Diffuser/Nozzle(디퓨저/노즐), Membrane(박막)

기 호 설 명

$A_0(t)$: 시간에 따른 piezo disk의 중심에서의 변위
[μm]
 a : 박막의 최대 변위 [μm]
 f : sine 함수에서 주기
 J : 좌표변환 자코비안
 p : 압력 [Pa]

R : 박막의 반지름 [mm]
 r : 박막의 중심으로부터의 거리 [mm]
 t : 시간 [s]
 U_j : ξ^j 방향 속도 성분 [m/s]
 u_i : 직교속도성분 [m/s]
 x_i : 절대좌표계

그 리 스 문 자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2578; fax: +82-31-202-9715

E-mail address: cnkim@khu.ac.kr

μ : 점성계수 [$\text{kg/m}\cdot\text{s}$]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

1. 서론

최근 MEMS의 발전과 더불어 마이크로 가공 기술이 함께 발전함에 따라 마이크로 기술이 첨부된 여러 시스템들이 연구 및 개발되고 있다. 그 중에서 미소량의 유체를 제어하기 위한 마이크로 유체기는 의료, 생물 및 화학 분야 등 다양한 분야에서 폭넓게 응용될 수 있다.

이러한 마이크로 유체기 중에서도 핵심기술의 집합체라고 할 수 있는 마이크로 펌프 개발에 많은 관심이 모아지고 있다. 특히, 압전구동방식 마이크로 펌프는 압전효과를 이용하여 구동하는 펌프로서, 변위가 크고 큰 힘을 낼 수 있으며 구조가 간단하다는 장점을 가지고 있어 최근에 가장 활발한 연구가 이루어지고 있다.

압전구동방식 마이크로 펌프에 관한 기존의 몇몇 연구를 살펴보면 다음과 같다. Stemme and Stemme⁽¹⁾는 디퓨저/노즐의 원리를 이용한 새로운 형태의 디퓨저/노즐을 적용한 마이크로 펌프를 제작하고, 디퓨저/노즐 방식을 이용한 펌프의 장점을 제시하였다. Olsson et al.⁽²⁾은 압전구동방식 마이크로 펌프에 대하여 디퓨저/노즐의 형상에 따른 펌핑 유량 및 최적 발산각을 실험을 통하여 제시하였다. Anderson et al.⁽³⁾은 유체의 밀도와 점도에 따른 펌핑특성을 실험을 통하여 연구하고 챔버 안에서의 유동특성을 관찰하였다. Nguyen and Yuang^(4,5)은 디퓨저/노즐 방식 마이크로 펌프를 제작하였으며, Timoshenko⁽⁶⁾의 이론

을 이용하여 디스크의 변위곡선을 가정하여 해석하고 실험치와 비교하였다.

본 연구에서 이처럼 다양한 선행 연구를 바탕으로 디퓨저/노즐을 이용한 압전구동방식 마이크로 펌프에 대하여 박막의 변위를 Timoshenko⁽⁶⁾의 이론을 이용하여 가정한 후, grid deform 방식을 이용하여 수치해석의 방법으로 입구와 출구의 위치의 변화에 따른 펌프의 유동특성을 파악하고자 한다.

2. 문제설정 및 경계조건

2.1 기하학적 형상

본 연구에서는 디퓨저/노즐을 이용한 압전구동방식 마이크로 펌프에 대하여 비정상 3차원으로 수치해석을 하였다. 본 연구에서 압전디스크의 중앙부위에 봉이 부착되어 있다. 이는 실제 시중에서 쉽게 구할 수 있는 압전디스크의 형상을 모델링한 것이다. 계산에 사용된 마이크로 펌프는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 챔버의 높이가 500 μm, 직경은 10mm이고, 디퓨저와 노즐의 각도는 7°이다.

2.2 경계조건

본 연구에서 디퓨저/노즐 마이크로 펌프의 박막의 거동을 미리 규정하는 방식으로 계산하므로 (grid deform model) 박막의 거동을 경계조건에 맞서 지정해 주어야 한다. Fig. 2에는 시간에 따른 박막의 변위가 sine 파의 형태로 제시되어 있는데 이 때의 주파수는 0.1 Hz이다. 그리고 압전

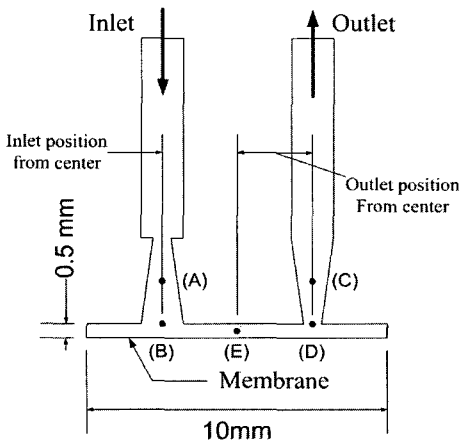


Fig. 1 Schematic diagram of diffuser/nozzle based piezoelectric micro-pump.

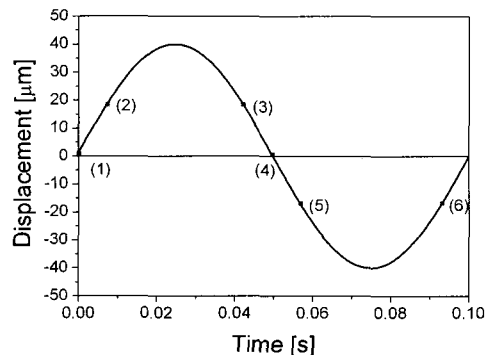


Fig. 2 The displacement of membrane in a cycle (six time points are denoted).

Table 1 Cases with different positions of inlet and outlet from the center

	Position of Inlet	Position of Outlet
Case 1	1.5 mm	1.5 mm
Case 2	1.5 mm	2.5 mm
Case 3	1.5 mm	3.5 mm
Case 4	2.5 mm	1.5 mm
Case 5	2.5 mm	2.5 mm
Case 6	2.5 mm	3.5 mm
Case 7	3.5 mm	1.5 mm
Case 8	3.5 mm	2.5 mm
Case 9	3.5 mm	3.5 mm

디스크에 주어진 인가전압은 250 V이다. 이들 이외에 마이크로 펌프의 성능에 영향을 주는 인자들은 형상에 관한 사항들로서 Table 1에 나타낸 바와 같이 중심으로부터의 거리로 표시된 입출구 위치의 변화에 따른 9가지의 경우가 고려되었다.

3. 수치해석

3.1 압전 디스크의 거동특성

압전 디스크에 의하여 발생하는 박막 거동에 따른 유동특성을 확인하기 위하여 grid deform 방식(박막의 거동을 미리 규정하여 유동장을 계산하는 방식)을 사용하여 수치계산을 수행하였다.

$$dz(r,t) = A_0(t) \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]^2 \quad (1)$$

여기에서 $A_0(t) = a \sin(2\pi t/f)$ 이다. 이 때, a 는 박막의 최대 변위인 $40 \mu\text{m}$ 이고, f 는 주기인 0.1 s 이다.

Timoshenko⁽⁶⁾의 이론에서 도출된 식(1)을 이용하여 유체-고체 경계면에서의 박막의 변위를 계산하였다.

3.2 수치해석 방법

압전구동방식 마이크로 펌프의 유동특성을 정확하게 모사하기 위하여 비정상상태로 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서는 챔버 내의 유동장

을 계산하기 위해 곡선 좌표계에 대한 연속방정식, 평균화된 Reynolds Navier-Stokes 방정식을 사용하였다. 수치계산에 사용된 각 방정식들은 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j}{J} \right) = 0 \quad (2)$$

운동량방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho u_i}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j u_i}{J} \right) = & - \frac{1}{J} \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial \xi^j} \\ + \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[\frac{\mu}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} + \frac{\partial \xi^l}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial \xi^l} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \right. \right. & \\ \left. \left. - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial \xi^m} \frac{\partial \xi^m}{\partial x_l} \right) \right] & \quad (3) \end{aligned}$$

수치계산과정에서 Fig. 3에 나타낸 격자계를 구성하였으며, 격자계는 약 15,000개의 정렬격자로 구성되어 있다. 계산시간은 CPU가 3.0 GHz인 P-4 PC를 사용하여 2주기에 대하여 약 15시간 정도 소요되었다. 여기서 수렴판정은 모든 격자점에서 무차원 잔차(residual)가 10^{-3} 이내이면 수렴한 것으로 가정하였다. 위와 같은 계산은 SIMPLEC 알고리즘을 사용하는 상용 CFD 코드인 CFD-ACE 2006을 이용하여 수행하였다.

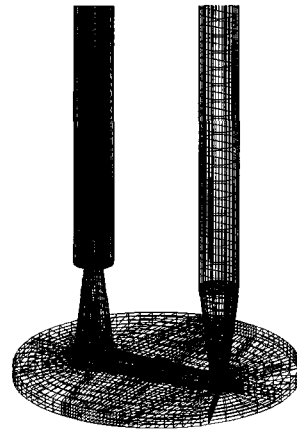
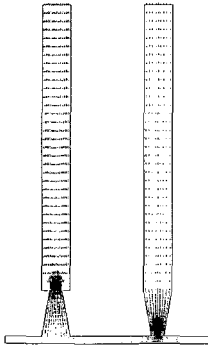


Fig. 3 Grid system with Grid Deform model for diffuser/nozzle based piezoelectric micropump.

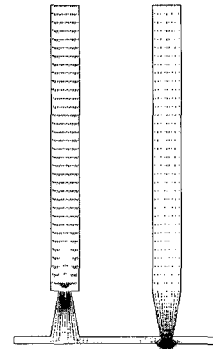
4. 계산 결과

Fig. 4~Fig. 5는 디퓨저/노즐을 이용한 압전 구동방식 마이크로 펌프에서의 속도 벡터 분포를

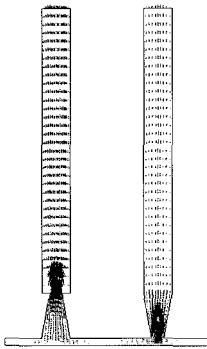
나타낸다. Fig. 4에서 박막의 상승시기인 (6)~(2)에서의 속도 벡터 분포를 나타내고 Fig. 5에서 박막의 하강시기인 (3)~(5)에서의 속도 벡터 분포를 나타내었다. 박막이 최저점으로부터 상승할 때, 챔



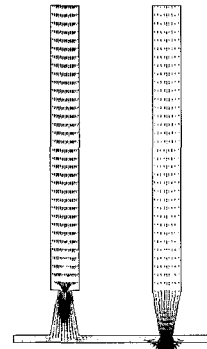
(a) Time point (6) at $t = -0.0125$ s



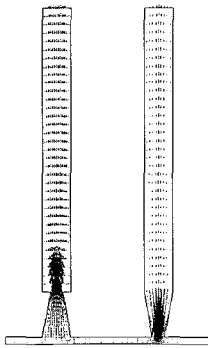
(a) Time point (3) at $t = 0.0375$ s



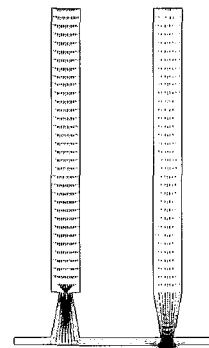
(b) Time point (1) at $t = 0$ s



(b) Time point (4) at $t = 0.05$ s



(c) Time point (2) at $t = 0.0125$ s



(c) Time point (5) at $t = 0.0625$ s

Fig. 4 Transient velocity field in the symmetric plane when the membrane is ascending.

Fig. 5 Transient velocity field in the symmetric plane when the membrane is descending.

버에서 바깥쪽으로 나가는 속도가 서서히 증가하다가 박막이 증립상태에 도달하면서 최고 속도를 보이고 최고점에 다가갈수록 속도가 다시 줄어드는 것이 나타나 있다. 박막이 최고점으로부터 하강할 때, 챔버의 안쪽으로 들어오는 속도가 서서히 증가하다가 박막이 증립상태에 도달하면서 최고 속도를 보이고 최고점에 다가갈수록 속도가 다시 줄어드는 것이 나타나 있다.

또한, 마이크로 펌프의 입구와 출구에서의 유량 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 입출구 유량의 분포 형태는 전체적으로 서로 유사한 경향을 보이기 때문에 대표적인 Case 5(입구와 출구가 각각 중심으로부터 2.5 mm 떨어진 경우)만을 나타내었다. 유량이 음(-)으로 나타나는 것은 유체가 Micro-pump 외부로 나가는 것을 의미하고 양(+)으로 나타나는 것은 유체가 Micropump 내부로 들어오는 것을 의미한다. 박막이 최고점과 최저점의 중간 부분인 증립상태를 지나며 상승할 때에 최대 유량을 보이고 박막이 최고점에 도달했을 때, 입출구에서의 유체의 출입은 없다. 또, 박막의 하강 시기 중 유량이 가장 많은 시기는 박막이 증립상태를 지날 때이다. 마찬가지로 박막이 최저점일 때, 입출구에서의 유체의 출입은 없다. 입출구의 유량의 차이가 pump의 순유량(net flow rate)을 의미하는데 Fig. 7에는 각 Case마다 입구와 출구에서 나가는 유량의 차이(즉, 순유량)가 서로 다르게 나타나 있다. Fig. 7(a)는 입구가 중심으로부터 가장 가까운 위치에 있는 경우이고 Fig. 7(c)는 입구가 중심으로부터 가장 먼 위치에 있는 경우이다.

Fig. 8에 각 Case의 순유량을 나타내었다. 입

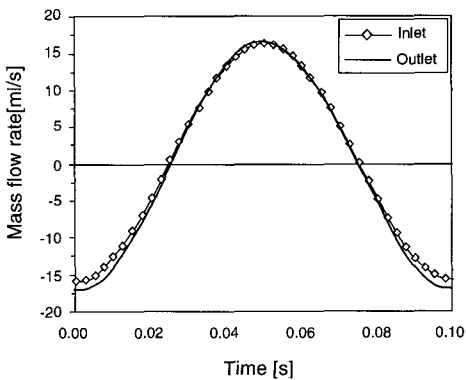
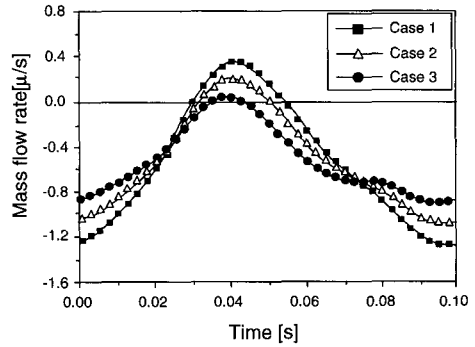
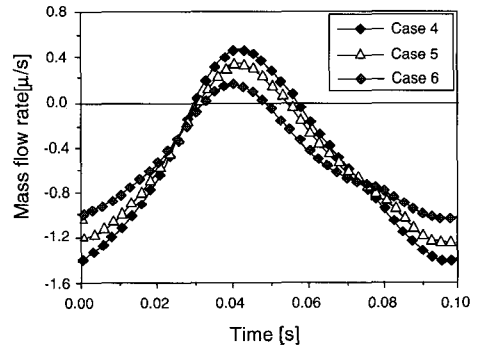


Fig. 6 Flow rate at the inlet and outlet in the Case 5.

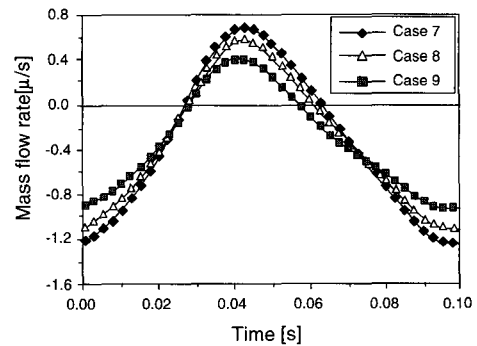
구의 위치를 고정시키고 출구의 위치를 변화시킨 Case 1~3을 살펴보면 출구가 중심으로부터 멀어질수록 순유량이 감소하는 것이 나타나 있다. 그리고 출구의 위치를 고정시키고 입구의 위치를 변화시킨 Case 1, 4, 7을 살펴보면 입구의 위치가



(a) Cases 1, 2, 3



(b) Cases 4, 5, 6



(c) Cases 7, 8, 9

Fig. 7 Difference in the flow rate at the inlet and outlet.

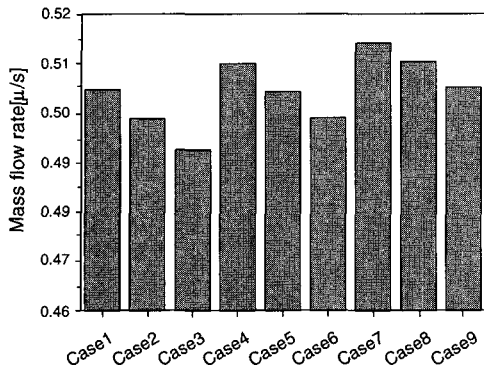


Fig. 8 Net mass flow rate.

중심으로부터 멀어질수록 순유량이 증가하는 것이 나타나 있다. 이러한 현상은 수치해석의 결과로 얻어진 9개의 경우에 대하여 공통적으로 나타나고 있다. 9개의 경우 중에서 Case 7이 가장 큰 유량을, Case 4가 가장 작은 유량을 보이고 있다.

Fig. 7에서 한 사이클에 대한 마이크로펌프의 순 유량은 각 case의 질량흐름율을 나타내는 곡선을 적분한 값(음의 값)으로 표현될 수 있다. 여기에서 대체적으로 박막의 하강과정의 중간 부분에서는 출구에서의 유입유량이 입구에서의 유입유량에 비하여 약간 더 크지만, 박막 하강과정의 마지막 부분부터 박막상승의 전체 구간과 박막하강의 초기까지의 기간에서는 출구에서의 유출유량이 입구에서의 유출유량보다 훨씬 더 크다.

Fig. 7의 (a), (b), (c)에서 Cases 1, 4, 7의 결과를 비교하면, 입구위치가 중심에서부터 멀어질수록 박막이 상승하는 동안에 출구에서의 유출유량이 입구에서의 유출유량에 비하여 현저히 증가하고 있는데 이러한 현상이 순유량을 증가시키고 있다. 또 Fig. 7(a)에서 Case 1의 경우에는 박막의 상승과정에서 입구와 출구에서의 유량의 절대값의 차이가 Case 3에 비하여 크다. 그러나 Case 3의 경우에 $t = 0.04$ s에서 질량유량이 0 보다 약간 더 크다는 것은 박막하강 과정에서 출구에서의 유입유량이 입구에서의 유입유량보다 약간 더 클 뿐이라는 것을 의미한다. 반면에 대부분의 시간영역에서는 입구에서의 유출유량에 비하여 출구에서의 유출유량이 크지만 두 유량의 차이의 절대값은 Case 1에 비하여 상당히 작다. 이러한 유량의 절대값의 차이가 마이크로 펌프의 순유량의 차이를 야기하고 있다.

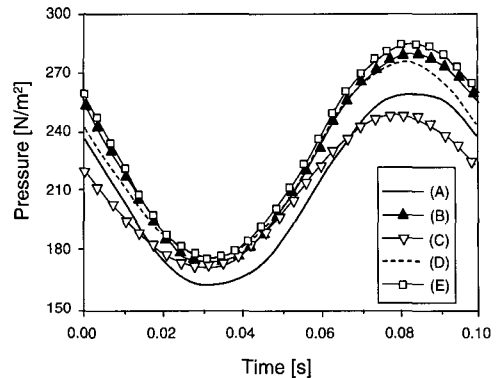


Fig. 9 Transient pressure distribution.

Fig. 9에는 Fig. 1에 나타난 5개의 점(A, B, C, D, E)에서의 시간에 따른 압력분포를 나타내었다. Fig. 2에서 제시된 박막의 거동과 관련하여 살펴볼 때, 박막이 상승함에 따라 관측점에서의 압력이 하강하며 박막이 최고점에 도달한 직후에 전체적으로 압력이 가장 낮게 나타나고 있다. 또한 박막이 하강함에 따라 관측점에서의 압력이 상승하며 박막이 최저점에 도달한 직후에 가장 높은 압력이 나타나고 있다. 여기에서 박막 거동의 주기가 0.1초로 매우 짧으므로 박막 거동과 압력 거동 사이에 약간의 시간지연(time lag)현상이 나타나고 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 디퓨저와 노즐을 이용한 압전구동방식 마이크로 펌프에 대해서 입구와 출구의 위치가 Micropump의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 grid deform 방식을 이용한 비정상 3차원 수치해석이 수행되었다.

수치해석 결과, 입구의 위치가 중심으로부터 멀어질수록 유량이 증가하고 출구의 위치가 중심에 가까이 설치하도록 제작하는 것이 마이크로 펌프의 유량 증가에 기여한다고 할 수 있다. 이러한 자료는 디퓨저/노즐을 이용한 마이크로 펌프의 최적형상 설계에 참고자료로 활용될 수 있을 것이다.

후 기

이 연구는 2005년도 경희대학교 연구비지원에 의한 결과임(KHU-20050322).

참고문헌

1. Stemme, E. and Stemme, G., 1993, A valve-less diffuser/nozzle-based fluid pump, *Sensors and Actuators A*, Vol. 39, pp. 159-167.
2. Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., 2000, Numerical and experimental studies of flat-walled diffuser elements for valve-less micropumps, *Sensors and Actuators A*, Vol. 84, pp. 165-175.
3. Anderson, H., van der Wijngaart, W., Nilsson, P., Enoksson, P. and Stemme, G., 2001, A valve-less diffuser Micropump for micro-fluidic analytical systems, *Sensors and Actuators B*, Vol. 72, pp. 259-265.
4. Nguyen, N. T. and Yuang, X. Y., 2000, Numerical simulation of pulse-width-modulated micropumps with diffuser/nozzle elements, Nanyang Technological Univ.
5. Nguyen, N. T. and Yuang, X. Y., 2001, Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique, *Sensors and Actuators A*, Vol. 88, pp. 104-111.
6. Timoshenko, S. P. and Woinosky-Krieger, S., 1959, *Theory of Plates and Shells*, 3rd Ed., McGraw-Hill Book Co., Inc., New York.