АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ, 2003, том 49, № 2, с. 194–198

УДК 534.232

МОДЕЛИРОВАНИЕ РОТАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ПОВЕРХНОСТНЫХ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛНАХ

© 2003 г. Г.-М. Жэн, С.-И. Жэн, Ж.-Н. Жэн, Л.-П. Чен и К.-Дж. Шу

Нанкинский университет, лаборатория современной акустики
210093, Китай, Нанкин
E-mail: paslabn@nju.edu.cn

Поступила в редакцию 24.01.2002 г.

Предложена численная модель для исследования характеристик ротационного двигателя на поверхностных акустических волнах (ПАВ). С помощью модели получены следующие результаты: (1) при возбуждении ротора волной двигатель проходит две фазы – фазу разгона и стационарную фазу; (2) амплитуда нормальных колебаний ПАВ весьма слабо влияет на разгон в первой фазе, но определяет стационарную скорость двигателя; (3) увеличение числа контактных точек между ротором и статором делает вращение двигателя более устойчивым; (4) при уменьшении радиуса ротора ускорение и угловая скорость увеличиваются. Результаты согласуются с экспериментом.

Ультразвуковые двигатели выгодно отличаются от обычных электромагнитных своими характеристиками, такими как большой вращающий момент, лёгкость в управлении, низкий шум и неэлектромагнитная индукция. Поэтому они перспективны в качестве силовых приводов для роторов и движков. Микропривод – это ключевой прибор для осуществления механических функций в микросистемах [1]. Для миниатюризации ультразвуковых двигателей необходимо уменьшать размеры преобразователей в статоре и повышать частоту. Двигатель на поверхностных акустических волнах (ПАВ) хорошо подходит для этой цели. Кроме того, поскольку движение в ПАВ затухает вглубь подложки, то ее основание, где колебаний уже нет, может быть фиксировано. В 1994 году Куросава et al. [2] доказали возможность создания ультразвукового линейного двигателя, приводимого в движение ПАВ (волнами Рэлея) с частотой 10 Мгц. На высоких частотах амплитуда колебаний очень мала, и влияние адсорбционных примесей или воздуха может быть значительным, поэтому для фрикционного привода требуется высокое контактное давление. Чтобы его добиться, Куросава et al. [3] применили маленькие стальные шарики в качестве элементов двигателя. Позже они проанализировали характеристики упругого контакта, необходимые для оптимизации фрикционного привода двигателя на ПАВ [4] и также предложили способ численного моделирования для объяснения своих экспериментальных результатов [5]. На основе этих работ был впервые создан ротационный двигатель, приводимый в движение ПАВ на частоте 9,85 Мгц и был получен ряд экспериментальных результатов [6]. Цель настоящей работы – развить теоретическую модель для численного моделирования работы ротационного двигателя на ПАВ. С помощью модели исследуется зависимость работы двигателя от различных параметров, численные результаты сравниваются с экспериментальными.

Схема двигателя на ПАВ представлена на рис. 1. Волны Рэлея распространяются в подложке из $LiNbO_3$. Две пары встречно-штыревых преобразователей (ВШП) с рабочей частотой 9.85 Мгц расположены параллельно направлению распространения в качестве статора. Специально сконструированный ротор, состоящий из диска с маленькими шариками, равномерно распределенными по кругу, расположен на подложке как показано на рис. 1–2. Диск ротора (РММ) имеет толщину 0.7 мм и диаметр 25 мм и имеет 12 отверстий, расположенных по кругу диаметром 20 мм. Стальные шарики диаметром 1.5 мм вставляются в эти отверстия и каждый шарик плотно соприкасается со статором. Кроме того, три маленьких стальных шарика диаметром 0.7 мм приклеены к дну ротора вплотную к оси для контакта с под-

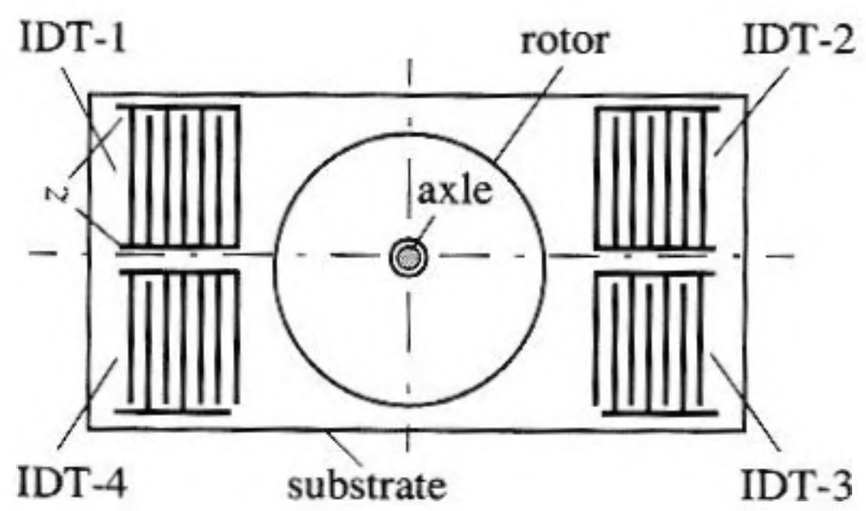

Рис. 1. Схема предлагаемого двигателя.

ложкой $LiNbO_3$. Для установки ротора, в центре поверхности статора установлена стальная ось. Когда приводное напряжение приложено к двум ВШП (ВШП1 и ВШП3), генерируются два пучка рэлеевских волн, которые распространяются по подложке параллельно друг другу и в противоположных направлениях. Таким образом, возникает пара противоположных сил трения, создающая движущий момент ротора. Направление вращения двигателя может быть обращено путём подачи напряжения на другую пару (ВШП2 и ВШП4).

Морита и др. [5] предложили численную модель для линейных двигателей на ПАВ, которая успешно объясняет их экспериментальные результаты. Здесь мы обобщаем эту модель на случай нашего ротационного двигателя на ПАВ. Координаты определены следующим образом: ось x направлена вправо, ось y перпендикулярна подложке, а θ есть угловое смещение ротора. Верхний пучок ПАВ распространялся в направлении x, а нижний – в противоположном. $2n$ шариков ($n = 1, \ldots, 6$) расположены равномерно по кругу с радиусом 10 мм. Для простоты теоретического рассмотрения на рис. 3 представлены только два шарика. В силу симметрии, два шарика, к примеру шарик (1) и аксиально симметричный ему, ведут себя одинаково. Поэтому вся система может быть описана с помощью временной зависимости углового и нормального смещения отдельного шарика.

Поскольку траектория частиц в ПАВ имеет эллиптический характер, нормальная деформация поверхности подложки (статора), вызванная бегущей ПАВ, имеет вид

$$y = A\sin(\omega t - kx_{\text{ball}}), \tag{1}$$

где y – нормальное смещение частиц в статоре в точке контакта с шариком; A, ω и k – соответственно, амплитуда, угловая частота и волновое число ПАВ; а x_{ball} – это положение стального шарика. Тангенциальное смещение x направлено противоположно, т. е.

$$x = -\alpha A\cos(\omega t - kx_{\text{ball}}), \tag{2}$$

где $\alpha = 0.7$ есть отношение тангенциальной амплитуды к нормальной [5]. Из рис. 3 видно, что

$$x_{\text{ball}} = x_0 + R(1 + \cos\theta), \tag{3}$$

где x_0 есть минимальное расстояние от генерирующего ВШП до ротора, а R есть радиус круга, по которому расположены шарики. Как отмечали Морита et al. [5], существуют два режима движения шариков – один контактный, а другой – с левитацией, как показано на рис. 4. Для определения режима вводится величина $d = y_{\text{ball}} - y$, где y_{ball} есть нормальное положение шарика. Если $d \le 0$, то шарик контактирует со статором, а если $d > 0$, то имеет место левитация. Уравнения движения

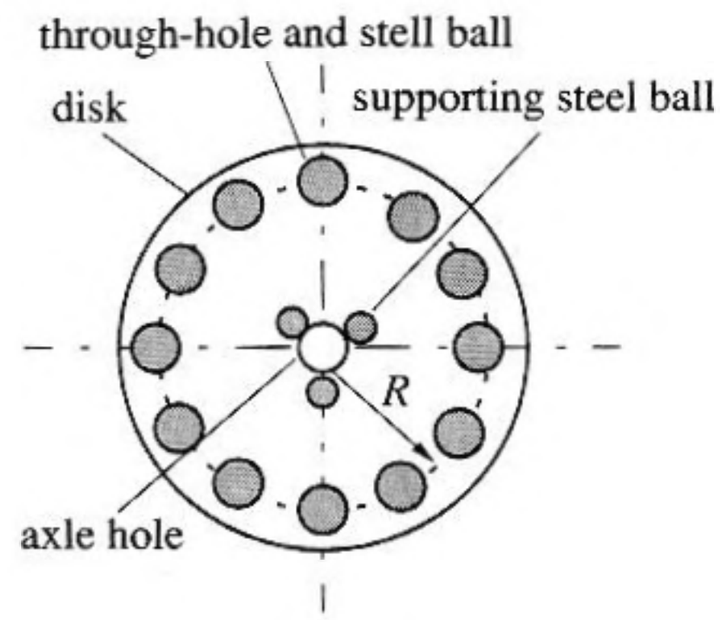

Рис. 2. Вид снизу ротора двигателя.

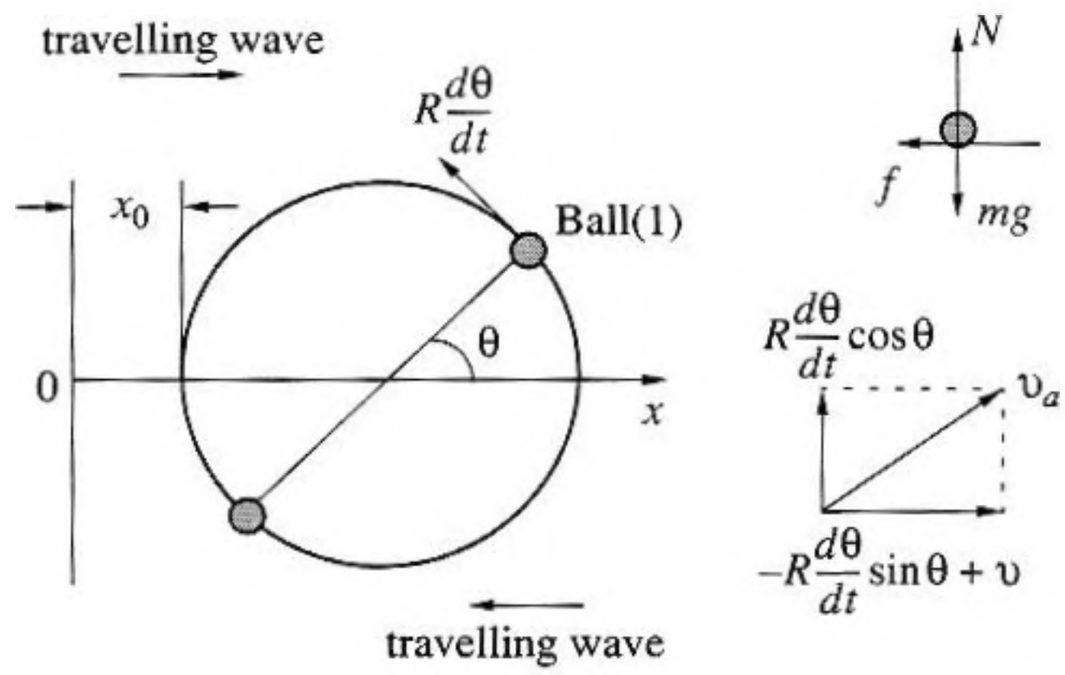

Рис. 3. Схема модели с двумя шариками.

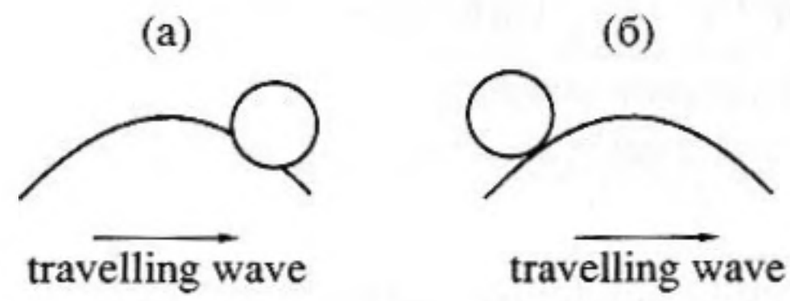

Рис. 4. Два режима движения шарика: (а) контакт и (б) левитация.

шарика в этих двух случаях различны. В случае левитации, т. е. $y < y_{\text{ball}}$, они имеют вид

$$m\frac{d^2 y_{\text{ball}}}{dt^2} = -mg, \tag{4a}$$

$$I\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \tag{4b}$$

где m – масса стального шарика, g – ускорение свободного падения, а I – момент инерции вращения ротора относительно оси. Когда шарик касается статора, к ротору прикладывается сила трения в направлении, противоположном скорости v_a шарика относительно соответствующей точки

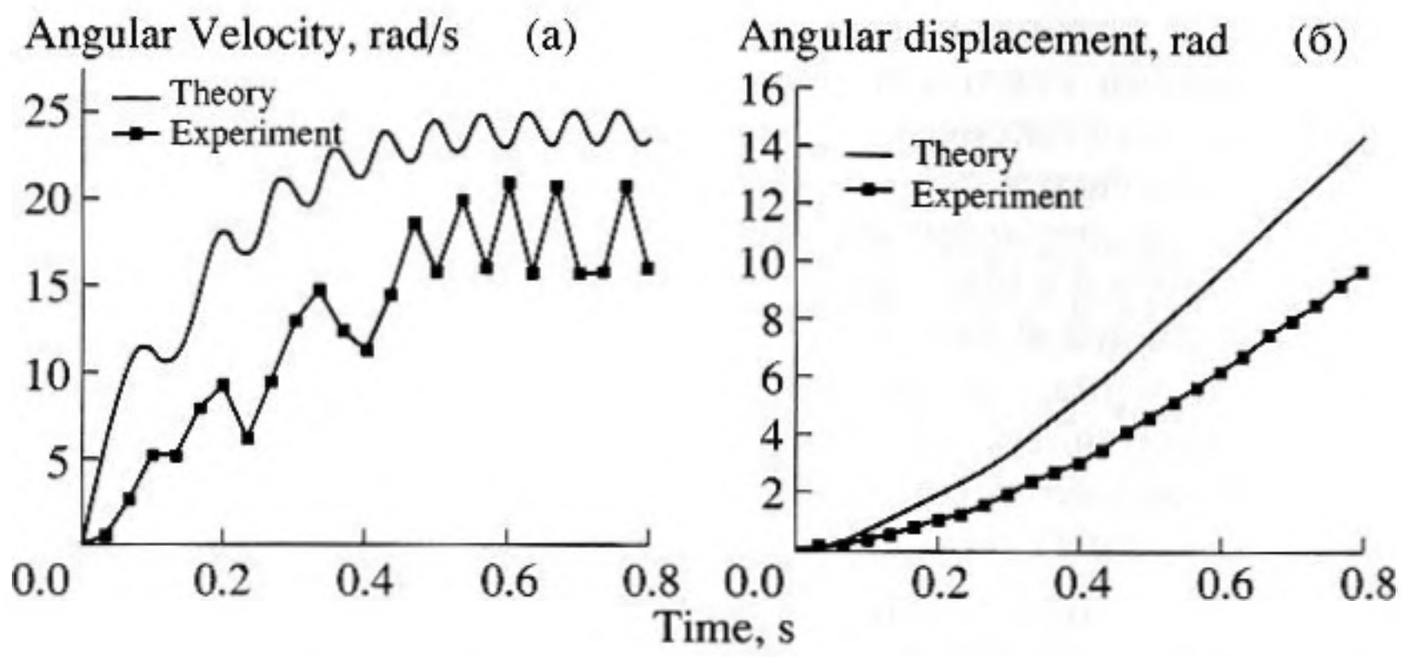

Рис. 5. Временная эволюция (а) угловой скорости и (б) углового смещения для ротора с двумя шариками: численный расчёт и эксперимент.

контакта со статором. Две компоненты силы трения f_x и f_z пропорциональны двум соответствующим компонентам относительной скорости, как показано на рис. 3. Момент силы трения вызывает вращательное ускорение ротора. Нормальное смещение шарика и вращение ротора описываются следующим образом:

$$m\frac{d^2 y_{\text{ball}}}{dt^2} = N - mg, \tag{5a}$$

$$I\frac{d^2\theta}{dt^2} = 2\mu N\frac{R\left[\left(v - R\frac{d\theta}{dt}\sin\theta\right)\sin\theta - R\frac{d\theta}{dt}\cos\theta\cos\theta\right]}{\sqrt{\left(R\frac{d\theta}{dt}\cos\theta\right)^2 + \left(v - R\frac{d\theta}{dt}\sin\theta\right)^2}}, \tag{5b}$$

где N – сила давления шарика, μ – коэффициент трения ротора и статора, а v – тангенциальная скорость движения частиц статора в точке контакта. Момент инерции вращения в уравнениях (4b) и (5b) состоит из двух частей – $I_1 = I_{\text{disk}}$ и $I_2 = 2mR^2$, где I_{disk} есть момент инерции вращения диска на оси. С другой стороны, эксперименты показывают, что шарики почти не вращаются в отверстиях. Такое необычное поведение может быть обусловлено силой трения между шариками и отверстиями ротора, хотя сила трения считается намного меньше mg и ею пренебрегают в уравнениях (4a) и (5a).

Нормальная контактная сила между шариком и статором вычисляется с помощью теоремы Герца [7]:

$$N = \frac{4Er^{\frac{1}{2}}d^{\frac{3}{2}}}{3}, \quad E = \left(\frac{1-\sigma_1^2}{E_1} + \frac{1-\sigma_2^2}{E_2}\right), \tag{6}$$

где E_i и σ_i (i = 1, 2) есть, соответственно, модуль Юнга и коэффициент Пуассона, i = 1, 2 обозначает соответственно шарик и статор, а r есть радиус стального шарика. Для вычисления временной зависимости угловой скорости и положения ротора используется следующий метод Эйлера:

$$\begin{cases} \theta^{n+1} = \theta^n + \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^n \Delta t \\ y_{\text{ball}}^{n+1} = y_{\text{ball}}^n + \left(\frac{dy_{\text{ball}}}{dt}\right)^n \Delta t, \end{cases} \tag{7}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^{n+1} = \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^n + \left(\frac{d^2\theta}{dt^2}\right)^n \Delta t \\ \left(\frac{dy_{\text{ball}}}{dt}\right)^{n+1} = \left(\frac{dy_{\text{ball}}}{dt}\right)^n + \left(\frac{d^2 y_{\text{ball}}}{dt^2}\right)^n \Delta t, \end{cases} \tag{8}$$

где d^2y_{ball}/dt^2 и $d^2\theta/dt^2$ получаются из уравнений (5a) и (5b).

При численном моделировании вначале рассчитывалась модель ротора с двумя шариками. Теоретические и экспериментальные результаты для этого случая представлены на рис. 5, где угловая скорость ротора показана слева, а угловое смещение – справа. В вычислениях использовался временной шаг Δt = 1 нс, что вполне достаточно, поскольку период ПАВ составляет около 100 нс. Размеры и параметры ротора и статора, взятые из наших предыдущих экспериментов, приведены в таблице. Очевидно, что численные расчёты качественно воспроизводят экспериментальные результаты, т. е. ротор проходит через фазу разгона в первые 0.3 секунды и после этого входит в стационарную фазу. Угловая скорость резко возрастает в первой фазе, но осциллирует в обеих фазах. Эта осцилляция может быть вызвана коле-

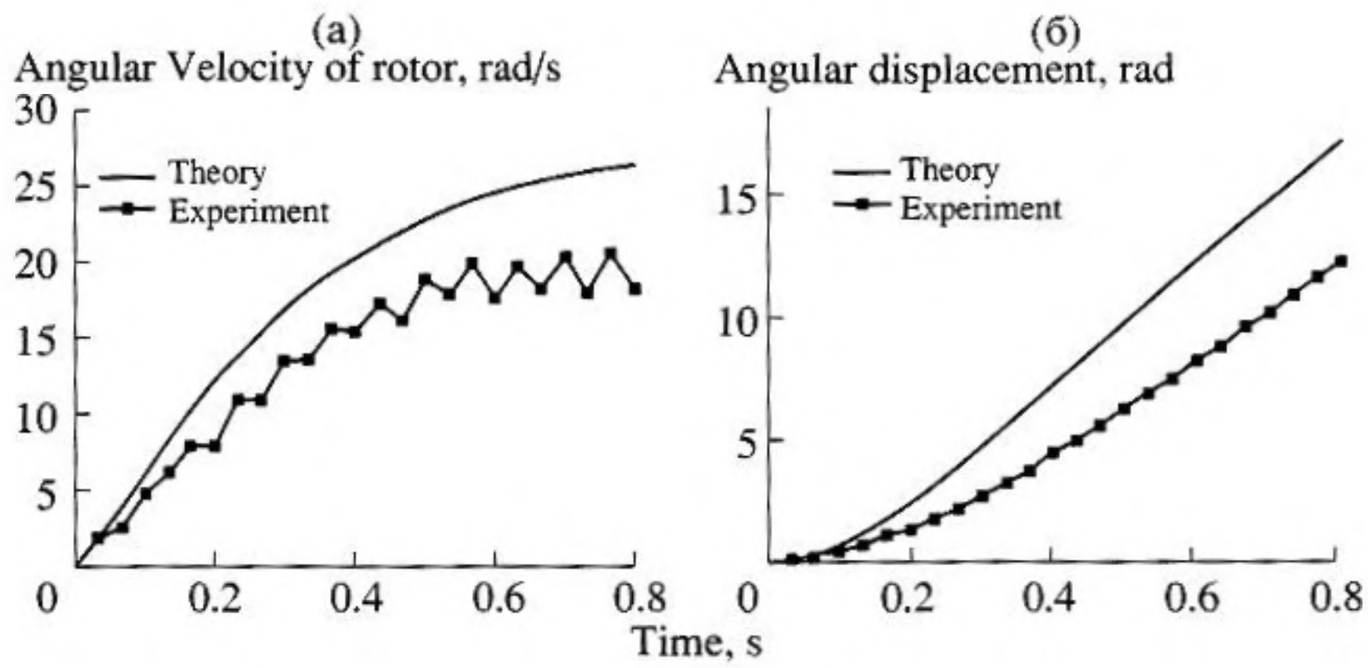

Рис. 6. Временная эволюция (а) угловой скорости и (б) углового смещения для ротора с четырьмя шариками: численный расчёт и эксперимент.

баниями приводного момента в результате изменения плеча силы.

В случае большего числа шариков уравнения (5, 6) усложняются, поскольку каждая пара шариков имеет два состояния – контакта и левитации. Численные результаты для случаев четырёх и шести шариков также получены и сопоставлены с экспериментом. В качестве примера, на рис. 6 представлены численные результаты для четырех шариков вместе с экспериментальными данными. Кроме сходства между теорией и экспериментом можно видеть, что ротор с четырьмя шариками вращается значительно более устойчиво, чем с двумя, так как колебания момента силы в первом меньше, чем во втором.

Дальнейшие вычисления, на этот раз с другой амплитудой нормальных колебаний A, показывают, что величина A, которая задаётся приводным напряжением, не слишком влияет на ускорение в первой фазе, но оказывает усиливающий эффект на стационарную скорость, как показано на рис. 7, что естественно объясняется тем фактом, что большая амплитуда соответствует большей скорости колебаний ПАВ. Поэтому большее приводное напряжение приводит к большей стационарной скорости двигателя.

Кроме того, исследовано влияние радиуса ротора R в модели с четырьмя шариками. Результаты показаны на рис. 8. Можно видеть, что при уменьшении R становятся больше как ускорение разгона в первой фазе, так и стационарная скорость во второй. Очевидно также, что стационарная скорость обратным образом связана с R. Это видно из уравнения (5b): момент инерции ротора I_2 пропорционален R^2, а момент сил пропорционален R, и когда R уменьшается, I уменьшается бы-

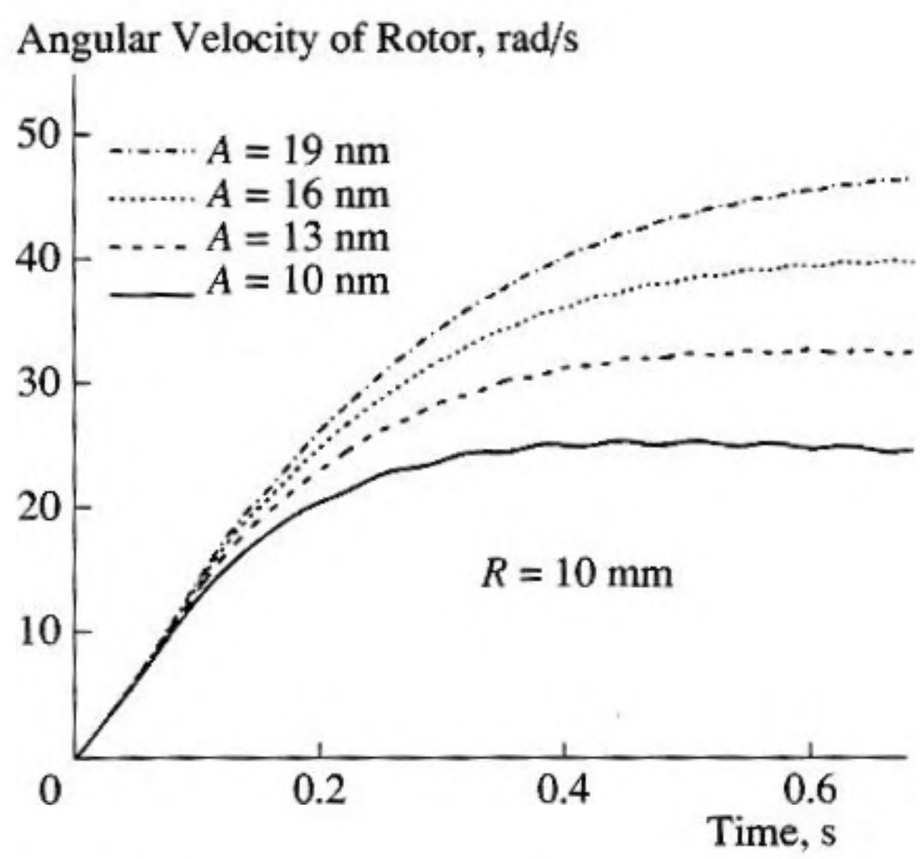

Рис. 7. Численный расчёт временной эволюции угловой скорости для модели с четырьмя шариками при четырёх различных амплитудах нормальных колебаний.

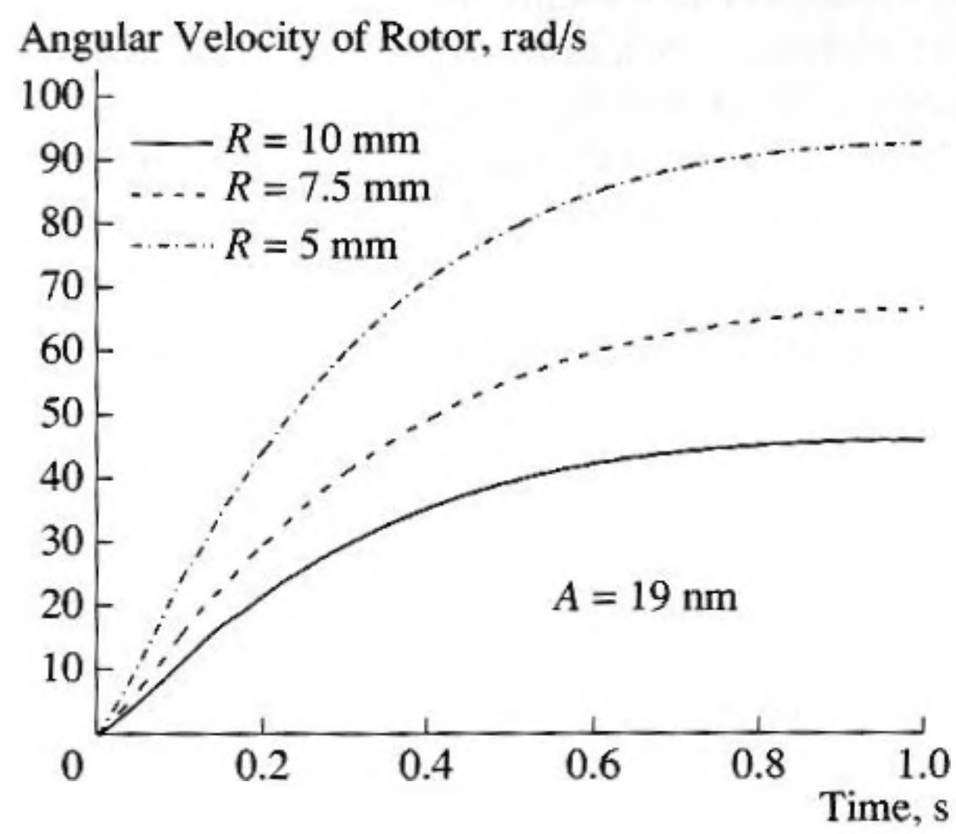

Рис. 8. Численный расчёт временной эволюции угловой скорости для модели с четырьмя шариками при трёх различных радиусах ротора (R).

Параметры, использованные для численного моделирования

Модуль Юнга стального шарика (Н/м^2)	2.15×10^{11}
Модуль Юнга $LiNbO_3$ (Н/м^2)	1.73×10^{11}
Коэффициент Пуассона стального шарика	0.29
Коэффициент Пуассона $LiNbO_3$	0.245
Радиус стального шарика (мм)	0.75
Масса стального шарика (мг)	12.6
Момент инерции вращения диска ротора относительно оси I_{disk} (кг/м^2)	7.
Амплитуда колебаний ПАВ (нормальных) (нм)	11
Амплитуда колебаний ПАВ (горизонтальных) (нм)	0.7×11
Входное напряжение (V_{p-p})	102
Рабочая частота (Мгц)	9.85
Коэффициент трения	0.47

стрее, чем приводной момент, так что $d^2\theta/dt^2$ возрастает.

В заключение следует отметить, что подобный же закон движения имеет место для других роторов, с шестью и более шариками.

Таким образом в работе предложена численная модель для теоретического исследования поведения ротационных двигателей на основе ПАВ. Общая теория довольно сложна, поэтому введены некоторые упрощения, сводящие её к простым уравнениям. Результаты численного моделирования хорошо согласуются с экспериментом, что доказывает применимость принятой теоретической модели. На основе этой модели проведено исследование влияния различных параметров.

Получены следующие численные результаты:

(1) Роторы проходят через две фазы – фазу разгона и стационарную фазу;

(2) Ротор с многими шариками вращается намного более устойчиво, чем ротор с двумя; согласно последующим расчётам, модель с шестью шариками ещё более устойчива, чем модель с четырьмя;

(3) амплитуда нормальных колебаний ПАВ слабо влияет на ускорение разгона в первой фазе; с другой стороны, амплитуда оказывает усиливающий эффект на стационарную скорость двигателя;

(4) При уменьшении радиуса ротора ускорение и стационарная скорость увеличиваются; это делает возможной миниатюризацию ротационного двигателя.

Работа выполнена при поддержке Национального фонда естественных наук Китая.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *H. Fujita,* Future of Actuator and Microsystems // Sensors and Actuators. 1996 A 56. P. 105–111.
2. *M. Kurosawa, M. Takahashi, and T. Higuchi.* An Ultrasonic XY Stage Using 10 MHz Surface Acoustic Wave // Proc. IEEE Ultrason. Symp. 1994. P. 535–538.
3. *M. Kurosawa, M. Takahashi, and T. Higuchi,* Ultrasonic Linear Motor Using Surface Acoustic Waves // IEEE Trans. Ultrason. Ferroelect. Freq. Contr. 1996. V. 38. № 3. P. 901–906.
4. *M. Kurosawa, M. Takahashi, and T. Higuchi* Elastic Contact Conditions to Optimize Friction Drivw of Surface Acoustic Wave Motor // IEEE Trans. Ultrason.Ferroelect. Freq. Contr. 1998. V. 45. № 5. P. 1229–1237.
5. *T. Morita, M. Kurosawa, and T. Higuchi* Simulation of Surface Acoustic Wave Motor with Spherical Slider // IEEE Trans. Ultrason. Ferroelect. Freq. Contr. 1999. V. 46. № 4. P. 929–934.
6. *G. M. Zhang, L. P. Cheng, S. Y. Zhang, J. Yu, X. J. Shui* Surface Acoustic Wave Rotation Motor // Electronics Letters. 2000. V. 36. № 16. P. 1437–1438.
7. *S. Timoshenko, J. Goodier* Theory of Elasticity, 3rd ed., McGrawHill, New York, 1970.

Перевел А.Н. Круглов

Theoretical Simulation of a Rotary Motor Driven by Surface Acoustic Waves

G.-M. Zhang, S.-Y. Zhang, Z.-N. Zhang, L.-P. Cheng, and X.-J. Shui

Laboratory of Modern Acoustics and Institute of Acoustics, Nanjing University, Nanjing, 210093 China

e-mail: paslabn@nju.edu.cn

Abstract—A simulation model for theoretically studying the operation behavior of a rotary motor driven by surface acoustic waves (SAWs) is proposed. According to the model, some simulation results are obtained as follows: (1) as the rotor is excited by the SAWs, the motor experiences two phases, i.e., the acceleration phase and the steady phase; (2) the normal vibration amplitude of SAWs has a very weak effect on the acceleration in the first phase, however, has an enhancing effect on the steady velocity of the rotary motor; (3) as the number of the contact points between the rotor and the stator increases, the motor rotates more steadily; (4) as the rotor radius becomes smaller, both the acceleration and the steady angular velocity become greater. These features are in agreement with the experimental results.