

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. Е. ВАРТАНЯН, А. Б. КИРАКОСЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ ПЕРЕДАЧИ
АКУСТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ
ОБРАБОТКЕ МАТЕРИАЛОВ

Акустическая энергия колебательной системы при ультразвуковой обработке хрупких материалов свободным абразивом затрачивается на упругие деформации и разрушение абразивных зерен, проникновение зерен в обрабатываемое изделие и инструмент, откачивание колебательной системы при соударении с изделием, рассеивание энергии в абразивную суспензию и возникновение в ней кавитации. Энергия затрачивается также на трение о боковые поверхности изделия и инструмента, колебательной системы, обрабатываемого изделия с основанием и рассеивание энергии в обрабатываемом изделии и основании за счет внутреннего трения в последних.

В исследованиях [1—3], посвященных передаче энергии при размерной ультразвуковой обработке, роль основания рассматривалась недостаточно. Однако, наши исследования, выполненные на принципиально отличающихся конструкциях оснований (жестких, податливых, вибрационных, резонансных и т. д.), показали, что конструкция основания существенно влияет на эффективность обработки.

В частности, установлено, что с выбором рациональной конструкции основания можно достичь:

а) увеличения зазора между торцом инструмента и обрабатываемым изделием, способствующим интенсификации удаления диспергированных частиц обрабатываемого материала и разрушенных зерен абразива из зоны обработки;

б) улучшения условий передачи энергии и, тем самым, увеличения количества энергии, вводимой в технологическую среду.

Отсутствие полноценной методики теоретического или экспериментального определения величины передаваемой энергии в различные элементы системы «инструмент — абразив — изделие — основание» (ИАО) при ультразвуковой обработке затрудняет определение оптимальных параметров режимного поля и конструкции элементов указанной системы.

Критерием оценки оптимальных условий передачи энергии от одного элемента к другому в системе ИАО можно принять коэффициент поглощения

$$\Psi = \frac{\Delta W}{W} = \frac{\frac{2\pi}{\omega} \int \sigma \dot{\varepsilon} dv}{\frac{1}{2} \int \sigma_0 \dot{\varepsilon}_0 dv} = \frac{4\pi \int \sigma \dot{\varepsilon} dv}{\omega \int \sigma_0 \dot{\varepsilon}_0 dv}, \quad (1)$$

где ΔW — энергия рассеивания за один период колебаний по всему объему; W — энергия колебания всего элемента (ультразвукового инструмента), отвечающая амплитудным значениям напряжения и деформации; σ_0 , $\dot{\varepsilon}_0$ — амплитуды напряжения и деформации; ω — циклическая частота; σ — напряжение; $\dot{\varepsilon}$ — скорость деформации.

Для указанных систем теоретическое определение этих величин является одной из задач теории упругости, общего решения которой не имеется.

Этот пробел восполняется тем, что полуэмпирическим методом определяются зависимости между искомыми величинами и оцениваются полученные формулы. Так, например, коэффициент Ψ для одного элемента системы можно определить из известного выражения [2]:

$$\Psi = 2\delta = 2\ln \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{n+1}}, \quad (2)$$

где δ — логарифмический декремент колебаний; ε_n , ε_{n+1} — амплитуды деформации элемента в моменты времени t и $t + T$; T — период колебаний инструмента.

Однако, для рассматриваемого случая невозможно применить выражение (2), т. к. в нем не учитываются потери передачи энергии от одного элемента системы к другому (учитываются лишь потери на внутреннее трение).

Коэффициент поглощения δ можно определить другим путем, используя для этого формулу (3), где рассеиваемую за цикл энергию определяют как работу внешней силы [4]

$$\Psi = \oint F_0 \sin \omega t dt = \int_0^{2\pi} F_0 \sin \omega t \frac{dy}{dt} dt. \quad (3)$$

Считая, что $y = A \sin(\omega t - \gamma)$ и интегрируя, получим:

$$\Psi = \pi F_0 A \sin \gamma, \quad (4)$$

где F_0 — амплитуда возбуждающей силы; A — амплитуда смещения, вызываемого возбуждающей силой; γ — фазовый угол;

$$F_0 = \frac{A \cdot K}{\mu}, \quad (5)$$

где K — коэффициенты динамичности и жесткости.

Окончательно:

$$\psi = \frac{\pi A^2 K \sin \gamma}{\mu} \quad (6)$$

Коэффициент динамичности μ определяется из выражения [6]:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right|^2 + \beta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (7)$$

где ω — частота возбуждающей силы; ω_0 — собственная частота элемента рассматриваемой системы; β — коэффициент затухания.

В [4, 5] получены зависимости для ψ при различных параметрах ударных или колебательных систем, которые также невозможно решить без значительных допущений.

Отмеченные затруднения теоретического решения приводят к необходимости решения задачи экспериментальным путем. Существующие методы экспериментального определения *к. п. д.* (калориметрический метод, метод определения коэффициента берущих воли и т. п.) имеют известные недостатки и непригодны для указанной системы.

Предлагается новая экспериментальная методика и установка для определения эффективности передачи акустической энергии при ультразвуковой обработке пьезооптических материалов.

Экспериментальный метод построен на основе вышеприведенного теоретического анализа, и очевидно, что энергия прямо пропорциональна на напряжению и деформации элемента системы.

Для определения эффективности передачи энергии от одного элемента системы ИАИО к другому, т. е. *к. п. д.* этой системы, использовались моделирование системы, состоящей из пьезооптических материалов.

На рисунке приведена схема установки для определения *к. п. д.* передачи энергии между элементами системы в различных сочетаниях ультразвуковой инструмент — обрабатываемое изделие (образец), изделие — основание и т. п.

Луч газового лазера 1, проходя через делительную пластинку 2, делится на две половинки. Одна половина луча, отражаясь, проходит через поляризатор 4, основание 6 (из пьезооптического материала), попадает на зеркало 7 и отражаясь, проходит через анализатор 8 и попадает на фотоумножитель 9, выходы которого подключены к входу двухлучевого осциллографа с запоминанием 10.

Другая половина луча от делителя 2 попадает на зеркало 3 и отражаясь, проходит через поляризатор 4а, изделие 5 (из пьезооптического материала), попадает на зеркало 7 и отражаясь, проходит через анализатор 8а, попадает на фотоумножитель 9а, выходы которого также подключены к двухлучевому осциллографу с запоминанием 10.

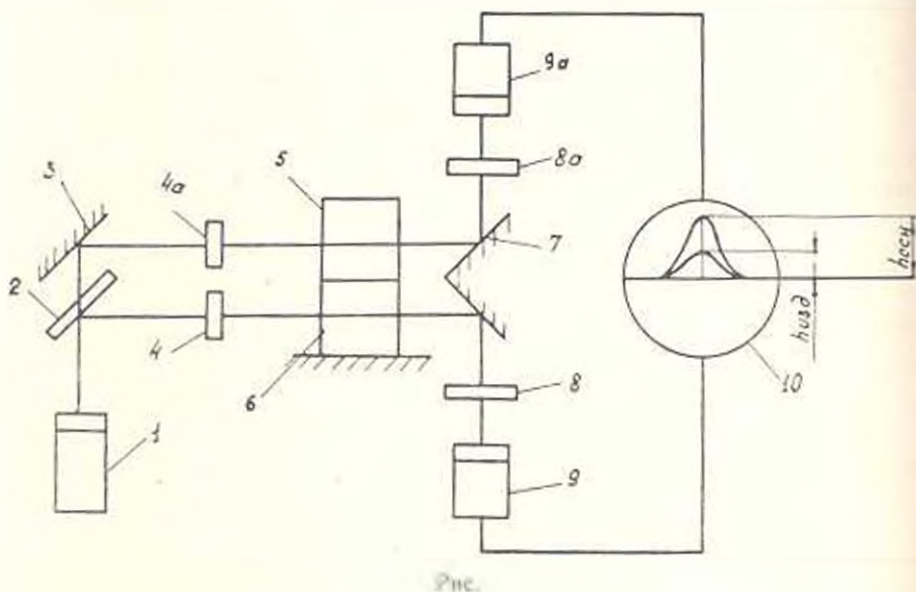
На экране осциллографа получают две кривые, которые показывают изменение внутренних напряжений в образце и основании за один период колебаний УЗ инструмента. Поскольку из формул (4) — (6) вид-

но, что передаваемая энергия прямо пропорциональна напряжению и деформации к. л. д. передачи энергии от одного элемента к другому (например, из изделия к основанию) можно определить:

$$\eta = \frac{h_{\text{осн}}}{h_{\text{изд}}} \cdot 100\%, \quad (8)$$

где $h_{\text{осн}}$ и $h_{\text{изд}}$ — амплитудные значения напряжений основания и изделия, взятые с экрана осциллографа.

Эксперименты показали, что наиболее рациональными конструкциями являются резонансные и вибронные основания (опоры).



При использовании этих опор производительность ультразвуковой размерной обработки повысилась в 1,2—1,5 раз.

ЕрПИ им. К. Маркса

20. V. 1981

Մ. Ե. ՎԱՐԴԱՆՅԱՆ, Ա. Բ. ԿԻՐԱՍՈՅԱՆ

ՆՅՈՒԹԵՐԻ ԴԵՐՁԱՅՆԱՅԻՆ ՄՇԱԿՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿ ԱԿՈՒՍՏԻԿ ԷՆԵՐԴԻԱՅԻ ՓՈԽԱՆՑՄԱՆ ՕՊՏԻՄԱԼ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա. մ Վ Ի Ն Վ Ի Ն Վ

Քննարկվում են նյութեր դերձայնային չափային մշակման ժամանակ ափսոսելի էներգիայի էֆեկտիվ օգտագործման հարցերը: Նրանում տրվում է «գործիք-հղկանյութ-շինվածք-պատվանդան» (ԳՀՇՊ) տեխնոլոգիական համակարգի էլեմենտների միջև ափսոսելի էներգիայի բաշխման վերլուծու-

թյունը: Հիմնական ուղադրությունը հատկացված է մշակվող շինվածքի ակուստիկ էներգիայի փոխանցման պահանջման չափանիշի ընտրմանը և փորձարարական եղանակով նրա հաշվարկման եղանակներին:

Տրվում է ԳՀՇՊ համակարգի օգտակար գործողության գործակցի որոշման փորձարարական նոր եղանակի նկարագրությունը և սարքի սխեման. որում կիրառվում են լազերային ճառագայթի և պլեզոսոպտիկական նյութերով համակարգի էլեմենտների մոդելավորում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Марков А. И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов — М: Машиностроение, 1968.— 367 с.
2. Постников В. Г. Внутреннее трение в металлах — М: Металлургия, 1971.— 351 с.
3. Физика и техника мощного ультразвука. Физические основы ультразвуковой технологии. Под ред. И. Д. Ротенберга.— М.: Наука, 1970.— 689 с.
4. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем.— М.: Физматиздат, 1960.— 193 с.
5. Александров Е. В., Сикозинский В. Б. Прикладная теория и расчеты ударных систем.— М.: Наука, 1969.— 199 с.
6. Вартанян М. Е., Киракосян А. Б. Определение динамической силы при ультразвуковой обработке материалов В кн. Прочность и пластичность материалов в ультразвуковом поле: Тез. докл. науч. техни. конф. Минск, 1973, ч. I, с. 74—76.