

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВЫХОДНОГО ТОРЦА УЛЬТРАЗВУКОВОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ, УСТАНОВЛЕННОГО НА МАЯТНИКОВОМ ПОДВЕСЕ, С ЖЕСТКИМ ОСНОВАНИЕМ

Докт. техн. наук, проф. КИСЕЛЕВ М. Г., канд. техн. наук, доц. ДРОЗДОВ А. В.,
канд. техн. наук НОВИКОВ А. А., НЕСКИНА А. А., СТОЛЯРОВ А. А.

Белорусский национальный технический университет

Одним из направлений существенного повышения производительности и качества механической обработки материалов является использование энергии ультразвука [1, 2]. Его интенсифицирующее воздействие в процессах поверхностной обработки материалов главным образом связано с явлениями, протекающими на границе контактирующих тел и обусловленными изменениями кинематики и динамики их взаимодействия, а также граничной диссипацией акустической энергии.

На рис. 1 приведены типовые технологические схемы ультразвуковой поверхностной обработки материалов. Источником ультразвуковых колебаний служит акустическая система, состоящая из магнитострикционного или пьезокерамического преобразователя 1, соединенного с концентратором 2, на выходном конце ко-

торого жестко закреплен инструмент 3. В узловом сечении концентратора выполнен фланец 4, посредством которого акустическая система устанавливается в корпусе 5, образуя таким образом акустическую головку. Последняя монтируется на направляющих 6, обеспечивающих ее плавное с минимальным трением перемещение по направлению к обрабатываемой поверхности заготовки 7, для чего, как правило, используются высокоточные направляющие качения.

В связи с тем, что масса акустической головки вместе с направляющими оказывается значительной (рис. 1а), для создания необходимого статического усилия прижима инструмента к обрабатываемой заготовке $P_{ст}$ применяется устройство для ее разгрузки, состоящее из трособлочной системы 8 и грузов-противовесов 9.

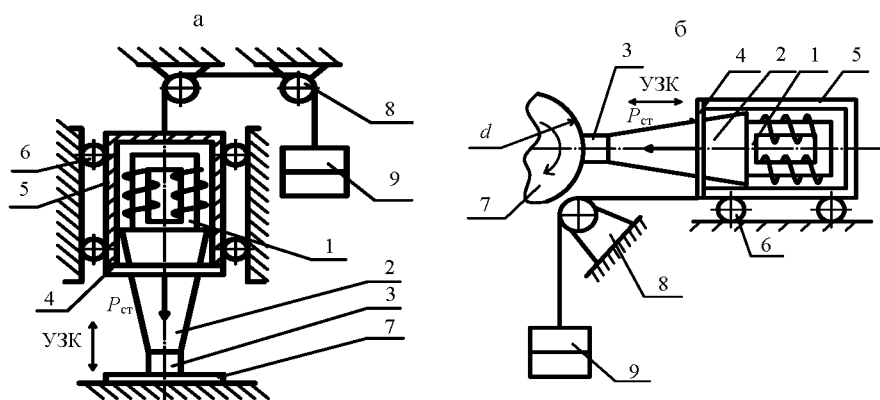


Рис. 1. Технологическая схема ультразвуковой обработки: а – плоских поверхностей; б – поверхностей, имеющих форму тел вращения; 1 – ультразвуковой преобразователь; 2 – концентратор; 3 – инструмент; 4 – фланец; 5 – корпус; 6 – направляющие; 7 – заготовка; 8 – трособлочная система; 9 – грузы

При поверхностной обработке с ультразвуком заготовок, имеющих форму тел вращения (рис. 1б), направляющие 6 располагают таким образом, чтобы корпус 5 перемещался в направлении, перпендикулярном оси вращения заготовки. В этом случае статическое усилие прижима инструмента к обрабатываемой поверхности $P_{ст}$ создается с помощью устройства нагружения, включающего трособлочную систему 8 и аттестованные грузы 9.

Однако использование прецизионных направляющих качения приводит к усложнению

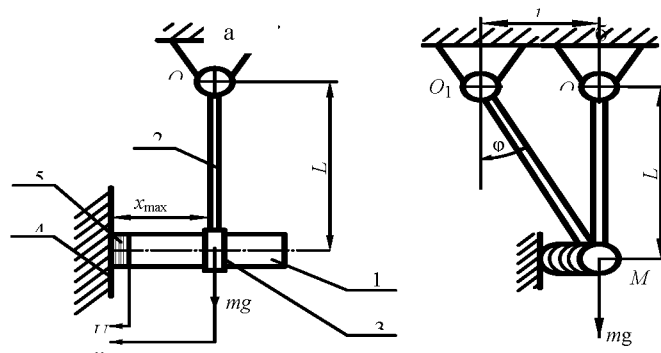
и удорожанию конструкций ультразвуковых установок, а также вызывает определенные трудности в поддержании требуемого режима взаимодействия колеблющегося инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Для устранения указанных недостатков авторами предложено вместо направляющих качения использовать маятниковый подвес, который имеет весьма простую конструкцию и характеризуется минимальными силами трения в опорах. Для обоснования целесообразности такой замены необходимо оценить влияние предлагаемого подвеса акустической головки на условия контактного взаимодействия колеблющегося инструмента с обрабатываемой поверхностью. После чего выделить конструктивные параметры, с помощью которых можно целенаправленно влиять на силовые и временные параметры поверхностной обработки. Отмеченные обстоятельства определили цель данной работы.

Расчетные модели, принятые в исследованиях. Для теоретического описания условий контактного взаимодействия выходного торца ультразвукового преобразователя продольных колебаний, установленного на маятниковом подвесе, с жестким основанием воспользуемся расчетной моделью, приведенной на рис. 2а.

Ультразвуковой преобразователь заменен жестким цилиндром 1 массой m , который при помощи нерастяжимого стержня 2 длиной L связан с осью подвеса маятника (точка O). На торце цилиндра 1 (концентратора) через оправу 3 закреплен упругий невесомый элемент 5, контактирующий с поверхностью жесткого основания 4. Если пренебречь массой стержня 2, моментом сил трения в подвесе и принять, что масса ультразвукового преобразователя сосредоточена в точке M (рис. 2б), то такая модель представляет собой математический маятник.

В случае вертикального положения маятника (положение равновесия), сила тяжести mg уравнивается силой натяжения стержня 2. При отклонении маятника на некоторый угол φ , к примеру за счет перемещения оси подвеса в горизонтальном направлении из точки O в точку O_1 на расстояние l (рис. 2б), появляется касательная составляющая силы тяжести, равная $P_{ст} = -mg \sin \varphi$, под действием которой невесомый упругий элемент 5 прижимается к поверхности жесткого основания. Знак «минус» означает, что касательная составляющая направлена в сторону, противоположную отклонению маятника. Значение угла φ определяется как $\operatorname{tg} \varphi = l/L$.



ной работы.

Рис. 2. а – расчетная модель контактного взаимодействия выходного торца ультразвукового преобразователя, установленного на маятниковом подвесе, с жестким основанием; б – принятая в исследованиях схема математического маятника; 1 – цилиндр; 2 – нерастяжимый стержень; 3 – оправка; 4 – жесткое основание; 5 – упругий невесомый элемент

Примем, что невесомый упругий элемент с учетом четности работы ультразвукового преобразователя имеет характеристику

$$U = \frac{R}{c} + A_0(1 - \cos \omega_{\text{ак}} t), \quad (1)$$

где U – текущее значение смещения упругого элемента; R – усилие, сжимающее упругий элемент; c – жесткость упругого элемента; A_0 – амплитуда ультразвуковых колебаний; $\omega_{\text{ак}}$ – круговая частота.

Обозначив $r = -\frac{R}{c}$, получим

$$U + r = A_0(1 - \cos \omega_{\text{ак}} t), \quad (2)$$

где $0 \leq U \leq 2A_0$; $0 \leq r \leq 2A_0$.

Пусть в статическом режиме взаимодействия ролика с основанием: $U_{\text{ст}} = \frac{mg \sin \varphi}{c}$,

$r_{\text{ст}} = -\frac{mg \sin \varphi}{c}$. Положим, что при взаимодействии с колебаниями в присутствии динамических составляющих $U_{\text{д}}$ и $r_{\text{д}}$ выполняется условие:

$$U = U_{\text{ст}} + U_{\text{д}}; \quad r = r_{\text{ст}} + r_{\text{д}}.$$

Тогда из формулы (2) получаем

$$U_{\text{д}} + r_{\text{д}} = A_0(1 - \cos \omega_{\text{ак}} t).$$

Исходя из отмеченных положений, рассмотрим режим взаимодействия вибрирующего стержня, установленного на маятниковом подвесе, с жестким основанием. Поведение системы в этом случае показано на рис. 3. С целью упрощения математического описания по аналогии с [3] заменим гармонический закон изменения U и r на закон треугольника. Поведение системы в этом случае показано на рис. 3.

На этапе торможения, когда $t_1 \leq t \leq t_*$, где t_* – момент остановки, имеем:

$$R = -cr; \quad r = f(t) - U; \quad f(t) = 2A_0 \frac{\omega_{\text{ак}} t}{\pi};$$

$$dx = -dU.$$

Примем, что сила реакции основания за время контакта также меняется по закону треугольника и соответственно:

$$r = r_* \frac{t - t_1}{t_* - t_1}; \quad t_1 \leq t \leq t_*.$$

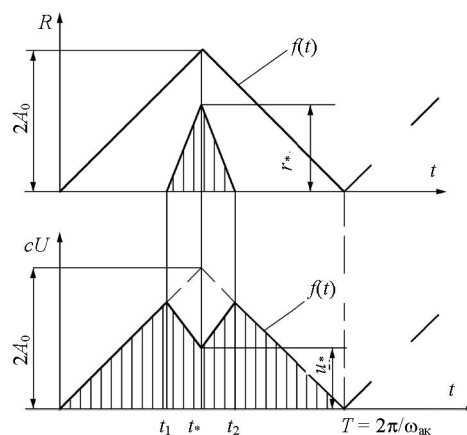


Рис. 3. Характер изменения R и cU за период ультразвуковых колебаний при замене гармонического закона на закон треугольника

Используя теоремы о кинетической энергии и изменении количества движения на этапе торможения взаимодействующих элементов, в [3] получены выражения для определения времени их контакта t_k за период ультразвуковых колебаний T , величины силы реакции основания r_* и ее импульса I за время контакта. Применительно к рассматриваемому варианту установки преобразователя на маятниковом подвесе эти выражения имеют вид:

$$t_k = \frac{4mg\pi \sin \varphi}{A_0 \omega_{\text{ак}} c} C; \quad (3)$$

$$r_* = \frac{2mg \sin \varphi}{c} \dot{A}; \quad (4)$$

$$I = cr_* t_k = \frac{8m^2 g^2 \pi \sin^2 \varphi}{A_0 \omega_{\text{ак}} c} C \dot{D}; \quad (5)$$

$$\text{где } D = 1 + \frac{\beta}{C}; \quad C = \frac{1 + \sqrt{1 + 4(\alpha + \beta)}}{2 \left(1 + \frac{\alpha}{\beta}\right)}.$$

Значения безразмерных коэффициентов:

$$\alpha = \frac{mv_1^2 c}{4(mg \sin \varphi)^2}; \quad \beta = \frac{A_0 m \omega_{\text{ак}} v_1 c}{\pi(mg \sin \varphi)^2},$$

где v_1 – скорость установленного на маятниковом подвесе ультразвукового преобразователя

в момент соударения упругого невесомого элемента с поверхностью жесткого основания,

$$v_1 = 2\sqrt{g(A_0 - 2x_{\text{ст}})}; \quad x_{\text{ст}} = \frac{mg \sin \varphi}{c}.$$

Если $A_0 \leq 2x_{\text{ст}}$, то имеет место безотрывный режим взаимодействия поверхностей в линейной замкнутой колебательной системе ($v_1 = 0$). В том случае, когда $A_0 > 2x_{\text{ст}}$, система переходит в разряд нелинейных, что обусловлено нелинейным изменением коэффициентов C и D , и в ней устанавливается виброударный режим контактного взаимодействия поверхностей.

Исходя из этого, критический угол $\varphi_{\text{кр}}$, при котором система переходит в режим виброударного взаимодействия поверхностей, может быть определен из следующего неравенства:

$$|\sin \varphi_{\text{кр}}| < \frac{cA_0}{2mg}. \quad (6)$$

$$\text{Откуда, } \varphi_{\text{кр}} < \arcsin \frac{cA_0}{2mg}.$$

Таким образом, использование маятникового подвеса ультразвукового преобразователя позволяет обеспечить виброударный (рабочий) режим взаимодействия выходного торца концентратора с поверхностью жесткого основания и одновременно значительно упростить конструкцию технологического оборудования в сравнении с оборудованием, в котором применяются направляющие качения и грузы-про-

тивовесы. При этом повышаются точность и плавность регулирования величины предварительного натяга в акустической колебательной системе, которая определяет режим ее работы.

Достоинством маятникового подвеса является также то, что за счет изменения длины маятника L можно соответствующим образом изменять собственную частоту колебаний системы ω_0 , значение которой рассчитывается по формуле

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{L}{g}}}. \quad (7)$$

Кроме того, эту частоту можно изменять за счет введения в конструкцию упругого элемента, который одновременно может быть использован для создания предварительного натяга.

Так, на рис. 4а показана принципиальная схема маятникового подвеса ультразвукового преобразователя, в котором применена пружина растяжения 1. Одним концом на расстоянии p от точки подвеса маятника она соединена со стержнем 2, а другим связана с устройством ее растяжения 3. В этом случае за счет ее растяжения создается предварительный натяг в акустической колебательной системе

$$x_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{ст}}}{c} = \frac{c_{\text{п}} x_{\text{п}} p}{Lc}, \quad (8)$$

где $c_{\text{п}}$ – жесткость пружины; $x_{\text{п}}$ – величина ее растяжения.

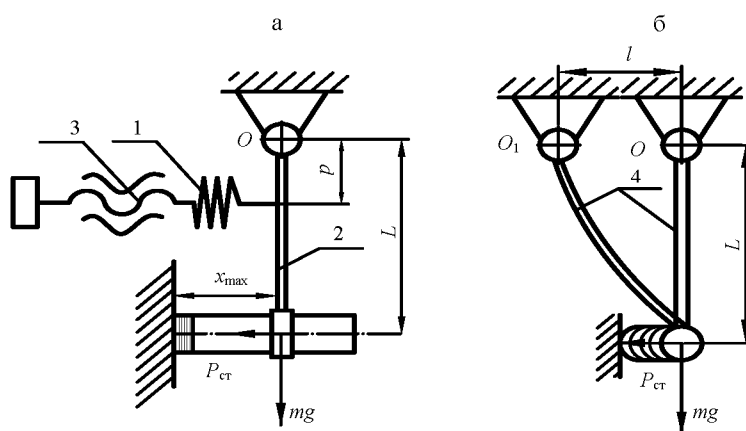


Рис. 4. Схемы маятникового подвеса ультразвукового преобразователя с использованием упругого элемента: а – пружины растяжения; б – плоской пружины; 1 – пружина растяжения; 2 – нерастяжимый стержень; 3 – устройство натяжения пружины; 4 – плоская пружина

В качестве упругого элемента может быть использована плоская пружина 4 (рис. 4б), одновременно выполняющая роль упругого стержня маятника. Один ее конец жестко закреплен на подвесе маятника, а второй соединен с ультразвуковым преобразователем. Предварительный натяг в акустической колебательной системе обеспечивается путем перемещения оси подвеса маятника на величину Δ из точки O в точку O_1 . В результате происходит упругая деформация плоской пружины, создающая усилие прижима выходного торца концентратора ультразвукового преобразователя к обрабатываемой поверхности. Величина предварительного натяга в акустической колебательной системе определяется по формуле

$$x_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{ст}}}{c} = \frac{P_{\text{ст}} l^3}{3B}, \quad (9)$$

где $B = EJ$ – изгибная жесткость плоской пружины; $J_{\text{и}} = bh^3/12$ – момент инерции площади прямоугольного сечения плоской пружины; E – модуль упругости материала пружины; l – величина деформации пружины.

Помимо рассмотренных могут быть реализованы и другие варианты маятникового подвеса ультразвукового преобразователя с использованием в его конструкции упругих элементов, позволяющих с учетом конкретных условий обработки обеспечить требуемое значение собственной частоты колебаний акустической системы, а также использовать наиболее приемлемый механизм создания в ней предварительного натяга.

ВЫВОДЫ

1. Предложены расчетная модель контактного взаимодействия торца ультразвукового преобразователя, установленного на маятниковом подвесе, с жестким основанием и соответствующая этим условиям схема математического маятника, позволившие исследовать влияние конструктивных параметров маятникового подвеса и условий его нагружения на режим работы акустической колебательной системы.

2. Получены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать временные и силовые параметры контактного взаимодействия выход-

ного торца ультразвукового преобразователя, установленного на маятниковом подвесе, с жестким основанием, учитывающие амплитуду ультразвуковых колебаний, массу преобразователя, длину маятника и угол его отклонения.

3. Показано, что при прочих равных условиях угол отклонения ультразвукового преобразователя, установленного на маятниковом подвесе, задает величину статического усилия прижатия его выходного торца к поверхности жесткого основания, т. е. величину предварительного натяга в акустической колебательной системе $x_{\text{ст}}$, которая определяет режим ее работы (безотрывный или виброударный).

4. Установлено, что для обеспечения виброударного режима взаимодействия выходного торца ультразвукового преобразователя с жестким основанием необходимо, чтобы значение амплитуды ультразвуковых колебаний A_0 превышало удвоенную величину предварительного натяга ($A_0 > 2x_{\text{ст}}$) в акустической колебательной системе. Исходя из этого получено выражение для вычисления критического угла отклонения преобразователя $\varphi_{\text{кр}}$, установленного на маятниковом подвесе, при котором безотрывный режим работы акустической системы сменяется виброударным режимом взаимодействия выходного торца ультразвукового преобразователя с жестким основанием.

5. Предложены варианты конструктивного исполнения маятникового подвеса ультразвукового преобразователя с использованием различных упругих элементов, которые позволяют с учетом конкретных условий обработки обеспечить требуемое значение собственной частоты колебаний акустической системы, а также создавать в ней необходимую величину предварительного натяга.

ЛИТЕРАТУРА

1. Северденко, В. П. Ультразвук и пластичность / В. П. Северденко, В. В. Клубович, А. В. Степаненко. – Минск: Наука и техника, 1976. – 448 с.
2. Марков, А. И. Ультразвуковая обработка материалов / А. И. Марков. – М.: Машиностроение, 1980. – 237 с.
3. Киселев, М. Г. Ультразвук в поверхностной обработке материалов / М. Г. Киселев, В. Т. Миниченя, В. А. Ибрагимов; под ред. М. Г. Киселева. – Минск: Тесей, 2001. – 344 с.

Поступила 05.05.2010