

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН

621.7

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ВИБРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ БОЙКОМ

Д-р. техн. наук, проф. И.К. ВАГАПОВ, канд. техн. наук М.М. ГАНИЕВ, инж. А.С. ШИНКАРЕВ

Теоретически и экспериментально исследована динамика виброударной обработки ультразвуковым инструментом с промежуточным незакрепленным бойком. Методами теории виброударных систем построена модель процесса. В зависимости от конструктивных и технологических параметров рассчитаны области существования и устойчивости ударных колебаний. Рассмотрено затягивание колебаний по амплитуде в результате динамического увода корпуса виброударного инструмента.

Локальное вибрационное воздействие является одним из методов снижения концентрации остаточных напряжений в сварных швах и околошовной зоне металла [1]. Вибрационная обработка сварных швов на частоте ультразвукового диапазона (порядка 20 кГц) эффективно осуществляется многобойковым инструментом, в котором ударное воздействие на изделие передается промежуточным бойком, вибрирующим в зазоре между рабочим торцом ультразвукового преобразова-

теля и поверхностью изделия [2, 3]. Перераспределение и релаксация остаточных напряжений в сварном шве [4], а также возникновение сжимающих напряжений в поверхностном слое металла [5] определяются амплитудой и числом циклов вибрационной нагрузки. В монографиях [6, 7] представлен обзор исследований по влиянию ультразвуковой ударной обработки на снижение сварочных напряжений, упрочнению поверхности, оценке силы или энергии удара бойка по изделию, изучению движения свободного бойка в зазоре, влиянию ударной нагрузки на резонансные свойства ультразвукового преобразователя и другие связанные вопросы. Отмечается существование субгармонических и непериодических (случайных) колебаний ударника, наличие оптимальных режимов обработки в зависимости от величины зазора, размера бойка, силы прижима и других конструктивных и технологических факторов. Методом скоростной киносъемки [8] установлено, что в многобойковом инструменте обработка происходит попеременно то одним, то другим бойком, колеблющимся с частотой, равной частоте ультразвука. При этом по поверхности обрабатываемого изделия распространяются упругие изгибные волны, заставляющие подсакивать свободные бойки.

Динамика ультразвуковой технологической установки с подвижным бойком изучена экспериментально [9] путем измерения электрического сопротивления контакта двух ударных пар: ультразвуковой преобразователь – боек и боек - изделие, с одновременной регистрацией местоположения корпуса ультразвукового преобразователя. Установлено чередование периодически повторяющихся процессов «затягивания» колебаний на виброударный режим, «срыва» с него и установления безударных колебаний. Реализация того или иного режима непосредственно связана с явлением динамического увода корпуса ультразвукового преобразователя [10].

В [11] теоретический анализ ультразвуковой виброударной системы с подвижным бойком проведен методом гармонической линеаризации [10] силовых характеристик ударного взаимодействия бойка с преобразователем и изделием. Обоснованность применения этого метода к ультразвуковым виброударным системам, где длительность соударения сопоставима с периодом колебаний, позволяет выявить особенности резонансной настройки ультразвуковой технологической системы под нагрузкой [12] с учетом нелинейных свойств ударного взаимодействия. Представление

закона движения бойка гладкой гармонической функцией времени, согласно методу гармонического баланса [10], предполагает плавное изменение скорости движения бойка в течение всего периода колебаний, в то время как свободный боек движется от удара до удара с неизменной скоростью, резко меняющейся при столкновениях. Поэтому гармоническое приближение, использованное в нашей ранней работе [11], дает грубую оценку ударного взаимодействия бойка по изделию, приемлемую лишь для сравнительного анализа эффективности различных технологических режимов виброударной обработки.

Предполагаем, что преобразователь совершает вынужденные гармонические колебания, а незакрепленный боек в интервале времени между соударениями движется с постоянной скоростью, полученной при предыдущем ударе. В соответствии с методом припасовывания [13], координаты и скорости соударяющихся звеньев связываются теоремой импульсов на границах интервалов безударного движения. При расчетах учитываются экспериментально измеренные время ударного взаимодействия бойка с изделием и коэффициент восстановления скорости.

Такой подход позволяет теоретически описать динамику виброударной системы в зависимости от конструктивных и технологических параметров, рассчитать области существования и устойчивости ударных колебаний, рассмотреть динамический уход корпуса и затягивание колебаний по амплитуде при установлении виброударных режимов обработки, оценить силу удара бойка и напряжения в обрабатываемом материале.

Экспериментальное исследование проведено путем непосредственного измерения высокочастотных напряжений, возникающих в обрабатываемом материале при вибрационном напряжении. Одновременно регистрировалось положение корпуса ультразвукового инструмента относительно обрабатываемого изделия с использованием цифрового запоминающего осциллографа.

Анализ осциллограмм позволяет установить связь силы удара бойка с величиной динамического зазора, наблюдать установление и «срыв» виброударных колебаний. Состав спектра сигнала с пьезодатчика свидетельствует о возбуждении собственных колебаний изделия при ударном нагружении с частотой ультразвука. Показано, что пассивная виброизоляция корпуса с помощью уп-

ругих элементов [14] подавляет высокочастотные составляющие спектра колебаний корпуса инструмента, тем самым снижается вибрационная опасность ручного инструмента для оператора [15].

Схема ручного виброинструмента для ультразвуковой ударной обработки сварных соединений представлена на рис. 1,а. Ультразвуковой преобразователь представляет собой единый монолитный узел, состоящий из пакета магнестрикционных пластин, припаянных к ступенчатому волноводу-концентратору 1 полуволновой длины. Посередине концентратора, т.е. в узле стоячей волны продольных колебаний, выполнен фланец для закрепления источника ультразвука внутри корпуса 3 виброинструмента. К корпусу 3 присоединена обойма 4 с цилиндрическими ударниками (бойками) 2, имеющими свободный ход вдоль оси волновода. На рисунке показан один боек, хотя их количество в обойме может достигать семи штук. Инструмент прижимается к изделию мускульной силой оператора G (или весом груза при экспериментальном исследовании), приложенной к корпусу инструмента. Виброизоляция корпуса от источника ультразвуковых колебаний осуществляется упругими элементами – эластичными прокладками 8 и пружиной 9 [14]. Обработка производится ударниками, колеблющимися в зазоре между торцом волновода и поверхностью изделия 5.

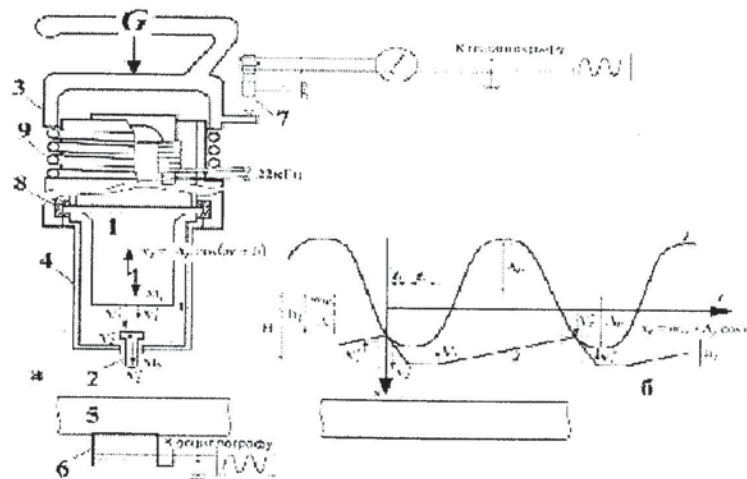


Рис. 1.а - Схема ультразвукового ударного инструмента: 1 - волновод-концентратор, 2 – боек, 3 – корпус виброинструмента, 4 – обойма, 5 – обрабатываемое изделие, 6 – пьезодатчик, 7 – датчик перемещений, 8 – виброизолятор, 9 – пружина. б - временная развертка колебаний рабочего торца (1) ультразвукового преобразователя и бойка (2).

Как показано в [8], обработка осуществляется попеременно одним ударником из обоймы, поэтому будем рассматривать взаимодействие волновода только с одним ударником многобойкового инструмента. Механическое воздействие ультразвукового вибратора на изделие передается через два ударных стыка: между торцом волновода и бойком и между бойком и изделием. Боек получает ударный импульс от колеблющегося волновода и свободно движется по направлению к изделию. Отскочив при ударе о поверхность изделия, боек возвращается к волноводу, вновь соударяется с ним и цикл повторяется. Движение бойка в промежутках между соударениями считаем свободным, пренебрегая трением с внутренней поверхностью отверстия обоймы.

Соударение ультразвукового вибратора с бойком будем описывать, используя понятие приведенной массы концентратора [15]. Приведенная по количеству движения масса упругого стержня M_1 , в котором установилась продольная синусоидальная стоячая волна с пучностью колебаний на рабочем торце и узлом на крепежном фланце посередине ступенчатого концентратора, составляет $2/\pi$ от массы выходной ступени концентратора – цилиндрического стержня четверть-волновой длины. Тогда доударные V_1^- , V_2^- и послеударные V_1^+ , V_2^+ скорости при прямом центральном ударе стержня приведенной массой M_1 с бойком, имеющим сосредоточенную массу M_2 , связаны соотношениями [16]

$$V_1^+ = V_1^- - \frac{M_2(1+\varepsilon)}{M_1 + M_2}(V_1^- - V_2^-), \quad (1)$$

$$V_2^+ = V_2^- - \frac{M_1(1+\varepsilon)}{M_1 + M_2}(V_1^- - V_2^-), \quad (2)$$

где ε - коэффициент восстановления относительной скорости соударения бойка с рабочим торцом волновода. Ударное взаимодействие изготовленных из закаленной стали и приработанных в процессе эксплуатации поверхностей волновода и ударника будем считать абсолютно упругим, т.е. $\varepsilon=1$, и мгновенным. Будем рассматривать наиболее интенсивные одноударные режимы обработки, когда в момент соударения боек и торец волновода движутся навстречу друг другу.

Столкновение бойка с обрабатываемым изделием (сварным швом) считаем неупругим и будем описывать коэффициентом восстановления по скорости R и длительностью соударения τ_y .

Тогда

$$V_2^+ = -RV_2^- \quad (3)$$

Полагаем, что под действием создаваемой магнитостриктором вынуждающей силы $P(t) = P \cos \omega t$ и силы прижима G в виброударной системе устанавливается стационарный режим виброобработки с периодом соударений $T = 2\pi/\omega$. Если режим устойчив, то каждое соударение торца ультразвукового преобразователя с промежуточным бойком происходит на одном и том же расстоянии от поверхности изделия (рис.1). При этом промежуточный боек, двигаясь от торца преобразователя к поверхности изделия и обратно, пролетает одно и тоже расстояние h_2 в прямом и обратном направлении

$$h_2 = V_2^+ \tau_1 = -V_2^- (T - \tau_1 - \tau_y), \quad (4)$$

где τ_1 - длительность интервала времени между моментом удара бойка о преобразователь и моментом удара бойка об изделие.

Представим ультразвуковой ударный инструмент как типичную двухмассовую модель механизма виброударного действия [10], состоящую из корпуса с магнитострикционным преобразователем в качестве привода и рабочего органа в виде выходной ступени ультразвукового концентратора с эффективной ударной массой M_1 . Роль упругого элемента, связывающего полную массу ультразвукового инструмента, сосредоточенную в узловом сечении концентратора, с эффективной массой его рабочего торца, выполняет упругий стержень выходной ступени концентратора. Жесткость k упругого элемента равна продольной жесткости стального стержня длиной, равной четверти длины волны λ продольного ультразвука: $k = ES/l = 4ES/\lambda$ (E , S и $l = \lambda/4$ - модуль Юнга, площадь поперечного сечения и длина выходной ступени стержневого концентратора ультразвука).

По отношению к двухмассовой системе промежуточный боек следует рассматривать как внешний объект воздействия, преобразующий полученную энергию удара в рабочий процесс. Если полная масса инструмента много больше эффективной массы концентратора, то при включении ультразвука в результате динамического увода [10, 13] корпус инструмента сместится в некоторое положение динамического равновесия, расположенное выше статического на высоте

$$H = h_1 + h_2, \quad (5)$$

где h_1 - динамический увод магнитострикционного преобразователя, обусловленный виброударным взаимодействием его рабочего торца с промежуточным бойком, h_2 - размах колебаний бойка в зазоре между рабочим торцом ультразвукового концентратора и поверхностью сварного изделия.

Отметим аналогию рассматриваемой задачи с классической задачей [10, 13] об ударах осциллятора о неподвижный ограничитель, если считать, что осциллятор составлен из эффективной массы M_1 и упругого элемента с жесткостью k , равной продольной жесткости стержня четверть-волновой длины. В стационарном режиме, когда корпус ультразвукового инструмента находится в положении динамического равновесия, периодические соударения торца с бойком происходят в одной и той же точке пространства, т. е. для колеблющегося торца боек является как бы неподвижным препятствием. Отличие состоит в том, что при ударе о неподвижный ограничитель скорость отскока массы осциллятора M_1 определяется коэффициентом восстановления, в то время как при соударении торца со свободным бойком происходит обмен количеством движения согласно формулам (1) и (2), а после удара торец движется в том же направлении, что и до удара, хотя и с меньшей скоростью.

Под действием периодической $P(t)$ и статической G сил в виброударной системе устанавливается динамический зазор или натяг, зависящий от параметров режима [10]:

$$\Delta = -\left(h_1 + \frac{G}{k}\right). \quad (6)$$

Из теоремы импульсов для корпуса ультразвукового инструмента, удерживаемого статической силой прижима в течение периода колебаний в неподвижном состоянии в положении дина-

мического равновесия, должно соблюдаться равенство ударного импульса импульсу силы прижима [10]

$$GT = M_1(V_1^- - V_1^+) = -M_2(V_2^- - V_2^+) . \quad (7)$$

Уравнения (1)- (4), (7) представляют собой систему линейных уравнений для пяти неизвестных V_1^- , V_1^+ , V_2^- , V_2^+ , τ_1 , разрешив которую, найдем

$$V_1^- = \frac{GT}{M_2} \left(\frac{R}{1+R} + \frac{M_1 + M_2}{2M_1} \right), \quad (8)$$

$$V_1^+ = \frac{GT}{M_2} \left(\frac{R}{1+R} + \frac{M_1 - M_2}{2M_1} \right), \quad (9)$$

$$V_2^+ = -RV_2^- = \frac{1+R}{R} \left(V_1^- - \frac{GT(M_1 + M_2)}{2M_1M_2} \right), \quad (10)$$

$$\tau_1 = \frac{(T - \tau_y)R}{1+R}, \quad (11)$$

$$h_2 = (T - \tau_y) \left(V_1^- - \frac{GT(M_1 + M_2)}{2M_1M_2} \right), \quad (12)$$

В промежутках между соударениями закон движения рабочего торца ультразвукового концентратора, рассматриваемого как вязко-упругий стержень резонансной длины [10], под действием периодической силы $P(t) = P \cos \omega t$ имеет вид

$$x_1 = e^{-\chi \zeta t} (c_1 \cos \zeta t + c_2 \sin \zeta t) + a \cos(\omega t + \varphi), \quad (13)$$

где ζ - собственная частота продольных колебаний вязко-упругого стержня, χ - коэффициент затухания ультразвука в материале стержня, c_1 и c_2 - произвольные постоянные, a и φ - амплитуда и сдвиг линейных вынужденных колебаний торца концентратора при отсутствии соударений с промежуточным бойком. Амплитуда вынужденных колебаний вязко-упругого стержня с закрепленным и свободным концами описывается выражением [10]

$$a = \frac{Pl}{ES} \left[(\zeta \operatorname{ctg} \zeta)^2 + \left(\frac{\chi \zeta}{4\pi} \cdot \frac{\zeta + 0.5 \sin 2\zeta}{\sin^2 \zeta} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (14)$$

где $\zeta = \omega l / \gamma$, γ - скорость продольного звука в материале стержня. Совмещая начало отсчета с моментом соударения $t = 0$ в точке с координатой $x_1 = \Delta$, запишем граничные условия периодических одноударных режимов колебаний ультразвукового волновода - концентратора

$$t = 0, x_1 = \Delta, \dot{x}_1 = V_1^+; \quad t = 2\pi/\omega, x_1 = \Delta, \dot{x}_1 = V_1^- \quad (15)$$

Подчиняя закон движения (13) условиям (15), выразим произвольные постоянные c_1 , c_2 и фазу φ через параметры системы

$$c_1 = \Delta - a \cos \varphi, \quad c_2 = c_1 \left(1 - e^{-\frac{2\pi\chi}{\zeta}} \cos \left(\frac{2\pi}{\zeta} \right) \right) \sin^{-1} \left(\frac{2\pi}{\zeta} \right), \quad (16)$$

$$\sin \varphi = \frac{BD}{\zeta a} V_1^-, \quad \cos \varphi = \left(1 - \frac{D}{\zeta \Delta} V_1^- \right) \frac{\Delta}{a}, \quad (17)$$

где

$$B = \frac{1 - e^{-\frac{\chi\pi}{2\zeta}} \cos \left(\frac{\pi^2}{\zeta} \right)}{\sin \left(\frac{\pi^2}{\zeta} \right)} - \frac{\chi}{2\pi} + \frac{K}{D}, \quad (18)$$

$$D = \frac{\sin \left(\frac{\pi^2}{\zeta} \right) + K}{\left[1 - e^{-\frac{\chi\pi}{2\zeta}} \cos \left(\frac{\pi^2}{\zeta} \right) \right]^2 + e^{-\frac{\chi\pi}{2\zeta}} \sin^2 \left(\frac{\pi^2}{\zeta} \right)}, \quad (19)$$

$$K = \frac{2M_2(1+R)}{2M_1R + (1+R)(M_1 + M_2)} - 1.$$

Исключая тригонометрические функции в равенствах (17), выразим величину динамического зазора Δ через параметры виброударной системы

$$\Delta_{\pm} = \frac{DV_1^-}{\zeta} \pm \sqrt{a^2 - \left(\frac{BD}{\zeta}V_1^-\right)^2}, \quad (20)$$

Подставив (20) в (16), (17) с учетом соотношения (8), найдем задающие закон движения (13) константы c_1 , c_2 и фазу φ в зависимости от конструктивных (l , E , S , ζ , M_1 , M_2) и технологических (ω , G , P , R , τ_y) параметров ультразвуковой виброударной системы.

Отметим некоторые особенности рассматриваемой модели.

1. Из формулы (20) следует присущая нелинейным колебательным системам двузначность решения для одной и той же величины ударной скорости концентратора V_1^- при фиксированных значениях параметров системы. После подстановки (20) в (16), (17) получим два набора констант, определяющих два режима ударных колебаний при одних и тех же параметрах системы. Решения, соответствующие знаку плюс в (20), будем помечать индексом «р», а знаку минус – индексом «М»: например c_{1p} , φ_m , Δ_p , Δ_m , x_{1p} , x_{1m} и т. д.

2. Область действительных значений динамического зазора (20) определяется неравенством

$$|V_1^-| \leq \left| \frac{\zeta a}{BD} \right|, \quad (21)$$

задающим область существования периодических ударных режимов, при этом граница области определяется строгим равенством в (21). Выход виброударной системы на режимы с ударной скоростью, удовлетворяющей условию (21), происходит при увеличении зазора в результате динамического увода корпуса инструмента либо жестким возбуждением [10]. Параметры предельного режима ударных колебаний, отвечающего строгому равенству (21), в дальнейшем будем помечать индексом «0»: c_{10} , c_{20} , Δ_0 , A_0 , и т. д.

Представим закон движения торца преобразователя (13) первыми членами разложения в ряд Фурье

$$x_i(t) \approx m_{xi} + A_i \cos(\omega t + \theta_i) \quad i = p, m, 0 \quad (22)$$

где постоянное смещение выражается формулой [10]

$$m_{xi} = \frac{\omega}{\pi \zeta} c_{1i} \left(\operatorname{tg} \frac{\pi \zeta}{\omega} + \chi \right) \approx \frac{G}{k}, \quad (23)$$

$$A_i = \sqrt{(c_{1i} + a \cos \varphi_i)^2 + (c_{2i} - a \sin \varphi_i)^2}, \quad \cos \theta_i = \frac{c_{1i} + a \cos \varphi_i}{A_i}. \quad (24)$$

Вычислив по формулам (20), (22)-(24) динамический зазор (натяг), постоянное смещение m_{xi} , амплитуду, начальную фазу колебаний в момент соударения преобразователя, нетрудно убедиться (рис. 2), что в виброударном режиме с индексом "М", соответствующем знаку минус в (20), столкновение торца преобразователя с бойком происходит в точке траектории, лежащей выше линии его среднего положения – координатной оси OT на рис. 1,б, поскольку Δ_m и $\cos \theta_m$ отрицательны. Для виброударного режима с индексом "р" - знак плюс в формуле (20), функции Δ_p и $\cos \theta_p$ принимают положительные значения. Это означает, что столкновение торца с бойком происходит в точке траектории, лежащей ниже средней линии колебаний, т.е. ближе к обрабатываемой поверхности, именно так, как показано на рис. 1,б.

Расчеты и графические построения проводились с использованием программного средства *MATCAD 12* для значений параметров, соответствующих ультразвуковому оборудованию «Гефест 400» и условиям эксперимента: $\zeta = 21982$ Гц, $l = 58$ мм, $S = 3.8 \cdot 10^{-4}$ м², $\gamma = 5.1 \cdot 10^3$ м/с, $M_1 = 340$ г, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м², $M_2 = 6$ г, $\chi = 0.05$, $R = 0.7$, $\tau_y = 0.25 T$, $P = 500$ Н, $G = 80 \div 240$ Н, амплитуда холостого хода ультразвукового преобразователя $a = 17$ мкм. Результаты расчетов приведены на рис. 2-3 и в таблице.

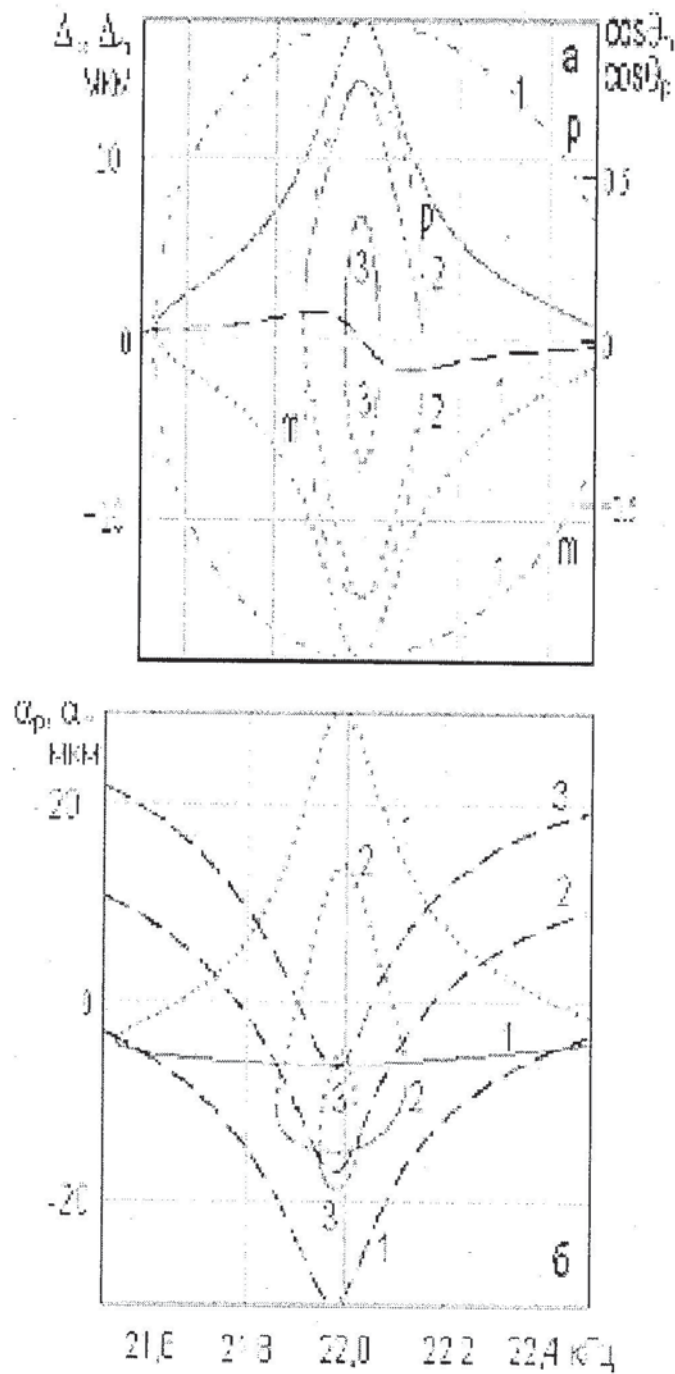


Рис. 2. а - Зависимость от частоты ультразвука динамического зазора, по (20) и фазы колебаний рабочего торца преобразователя, по (24). б - Критерий отсутствия дополнительных пересечений - формула (25); сплошные линии - режим "р", знак плюс в (20), пунктирные линии - к "М", знак минус в (20), штриховые линии - предельный виброударный режим на границе области существования в условии (21). Цифрами обозначены графики для разных значений силы прижима: 1 для $G = 80$ Н, 2 для $G = 160$ Н, 3 для $G = 120$ Н. Штрих-пунктирные линии на рис.а), помеченные индексами "р" и "М", задают зависимости $\cos \theta_p$ и $\cos \theta_m$ от частоты ультразвука.

Таблица

Расчетные и измеренные значения параметров устойчивого (в числителе) и предельного (в знаменателе) виброударных режимов при резонансной настройке частоты ультразвука $\omega = \Omega$.

G, Н	$\frac{A_p}{A_0}, \text{МКМ}$	$\frac{F_p}{F_0}, \text{Н}$	$\frac{S_p}{S_0}, \text{мм}^2$	$\frac{\sigma_p}{\sigma_0}, \text{МПа}$	$\frac{h_{2p}}{h_{20}}, \text{М}$	$\frac{H_p}{H_0}, \text{М}$	$\frac{V_{2p}}{V_{20}}, \text{с}$	$\frac{H_{\min}}{H_{\max}}, \text{М}$	$\frac{F_{\min}}{F_{\max}}, \text{Н}$	$\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}, \text{МПа}$
	Теория							Эксперимент		
80	$\frac{18}{23}$	$\frac{481}{2887}$	$\frac{0,72}{2,37}$	$\frac{668}{1218}$	$\frac{8}{50}$	$\frac{24}{54}$	$\frac{0,6}{3,6}$	$\frac{65}{135}$	$\frac{436}{1647}$	$\frac{605}{695}$
160	$\frac{16}{21}$	$\frac{962}{2286}$	$\frac{1,14}{2,03}$	$\frac{844}{1126}$	$\frac{17}{40}$	$\frac{31}{40}$	$\frac{1,2}{2,8}$	$\frac{54}{123}$	$\frac{896}{1585}$	$\frac{786}{781}$
240	$\frac{13}{19}$	$\frac{1443}{1685}$	$\frac{1,50}{1,66}$	$\frac{962}{1015}$	$\frac{25}{30}$	$\frac{32}{33}$	$\frac{1,8}{2,1}$	$\frac{46}{109}$	$\frac{744}{1287}$	$\frac{496}{775}$

Реализуемые в виброударных системах одноударные режимы колебаний должны удовлетворять еще и условию отсутствия дополнительных пересечений [10] или соударений [13], означающему, что траектории движения соударяющихся элементов (бойка и торца преобразователя) не должны пересекаться, кроме как в точках соударения. Оно не следует из уравнений движения и граничных условий и вводится как дополнительное, исходя из пространственной структуры виб-

роударной системы [10]. Для рассматриваемой модели это условие выражается геометрически очевидным неравенством

$$A_i - \Delta_i \leq h_{2i}, \quad i = p, m \quad (25)$$

означающим, что после соударения торец волновода проходит расстояние, меньшее, чем размах колебаний свободно двигающегося бойка. Подвергая найденные решения проверке путем определения знака функции $a_i = A_i - \Delta_i - h_{2i}$ (рис. 2,б) найдем, что в окрестности резонанса условию отсутствия дополнительных пересечений (25) удовлетворяют режим "р" и предельный режим по условию (21).

Для определения устойчивости найденных режимов воспользуемся формальным математическим сходством закона движения (13) с решением задачи о соударении осциллятора с неподвижным ограничителем [10]. Асимптотическая устойчивость решения определяется критерием Шура, который строится непосредственно по коэффициентам уравнения (13) и выражается следующими неравенствами:

$$U_i = \frac{\Delta_i \omega}{\zeta} (1 + K) \sin \frac{\pi^2}{\zeta} + Q - \frac{V_1^-}{\omega} (1 + K^2) < 0, \quad i = p, m \quad (26)$$

$$V_i = \frac{\Delta_i \omega}{\zeta} (1 + K) \sin \frac{\pi^2}{\zeta} + Q + \frac{V_1^-}{\omega} (1 + K^2) > 0, \quad i = p, m \quad (27)$$

где

$$Q = \frac{V_1^-}{2\omega} \left[(1 + K)^2 \left(2 \frac{\omega^2}{\zeta^2} \cos^2 \left(\frac{\pi^2}{2\zeta} \right) - 1 \right) + (1 - K)^2 \cos \frac{\pi^2}{\zeta} \right].$$

Решение асимптотически устойчиво, если неравенства одновременно удовлетворяются, в противном случае найденное (13) асимптотически неустойчиво [10]. Как показывают расчеты, неравенство (26) выполняется для режима "М" в дорезонансной области, а для режима "р" в зарезонансной области частот, в то время как неравенство (27) выполняется для обоих режимов во всей области частот в окрестности резонанса. Неустойчивые участки амплитудно-частотных характеристик и графика высоты положения динамического равновесия корпуса ультразвукового инструмента показаны на рис.3 и 4 пунктирными линиями.

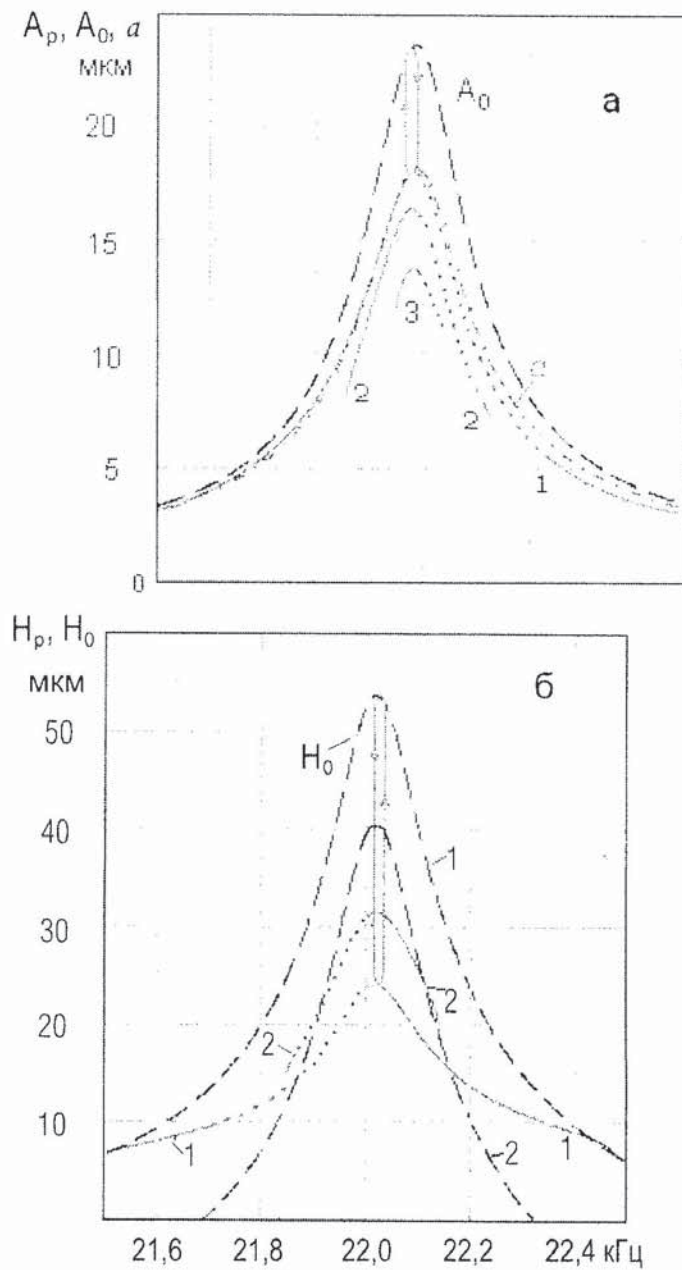


Рис. 3.а - Амплитудно-частотные характеристики колебаний рабочего торца ультразвукового преобразователя..б - Динамический уход корпуса ударного инструмента в зависимости от частоты ультразвука. Штриховыми линиями показаны амплитуда колебаний A рабочего торца концентратора и высота смещения корпуса ультразвукового инструмента H для предельного виброударного режима, соответствующего границе области существования в условии (21). На рис.«а» буквой a отмечена амплитудно-частотная характеристика колебаний ультразвукового преобразователя на холостом ходу (штрихпунктирная линия). Устойчивые области показаны сплошными линиями, неустойчивые по критерию (25), (26) показаны пунктирными линиями. Стрелками показано квазистатическое изменение амплитуды колебаний и высоты подъёма в процессе затягивания и срыва виброударных колебаний для $G=80$ Н. Цифрами обозначены графики для разных значений силы прижима G, H : 1—80; 2—160; 3—120

Подставляя (6), (11), (20) в (4), найдем величину динамического смещения корпуса ультразвукового преобразователя в зависимости от параметров виброударной системы, а при условии (21) - для границы области существования ударных колебаний. Результаты расчетов представлены на рис. 3,б для режима "р", удовлетворяющего условию отсутствия дополнительных пересечений (25) и предельного виброударного режима при строгом равенстве (21). Из результатов расчетов (рис.3 и таблица) следует, что в процессе обработки проявляются эффекты динамического ухода корпуса ультразвукового инструмента и затягивания колебаний бойка по амплитуде. Из рис. 3,а видно, что амплитуда колебаний преобразователя может увеличиться от значения A_p на устойчивом режиме вплоть до величины A_0 . Одновременно с этим увеличивается размах колебаний бойка со значений h_{2p} до h_{20} , что сопровождается увеличением высоты положения динамического равновесия корпуса преобразователя с величины H_p до предельного значения H_0 (рис. 3,б), определяемого границей области существования ударных колебаний (21). Затем наступает срыв колебаний, амплитуда падает до значения A_p и корпус преобразователя под действием статической силы прижима G возвращается к обрабатываемой поверхности. Вследствие инерционности массивного ультразвукового инструмента, изменение его положения относительно изделия происходит как квазистатический процесс на временах, значительно превосходящих период ультразвука. Кроме того, из-за потери устойчивости срыв колебаний и возврат корпуса к обрабатываемому изделию может наступить раньше, не достигнув положения максимальной высоты H_0 , и возобновиться из положения, не равного высоте H_p . Поэтому перемещение корпуса инструмента проявляется как низкочастотные (по сравнению с частотой ультразвука) колебания. С целью уменьшения вредной виброактивности ручного инструмента крепление магнитоотриктора внутри корпуса осуществляют с помощью виброизоляторов 8, 9 [14]. В этом случае упругозакрепленный ультразвуковой преобразователь 1 перемещается как единый монолитный узел относительно корпуса 3 и является

источником возбуждения низкочастотных колебаний корпуса (см. ниже “Сравнение с экспериментом и обсуждение результатов”).

Отметим, что полная масса ультразвукового преобразователя (без корпуса) остается много больше эффективной ударной массы его выходной ступени. Поэтому исходные приближения (5) – (7) теории двухмассового виброударного механизма [10] и полученные нами результаты и выводы сохраняют силу для случая виброизоляции инструмента. При этом под величинами динамического увода H_0 и H_p следует понимать динамический увод ультразвукового преобразователя как единого целого при статической нагрузке G на его фланец.

Среднюю силу удара бойка по изделию оценим по теореме импульсов

$$F_p = M_2 V_2^+ (1 + R) \tau_y^{-1}. \quad (28)$$

Выражая в (28) послеударную скорость бойка V_2^+ по (9) и (21), найдем, что при затягивании системы на предельный режим сила удара может достигать максимальной величины

$$F_0 = -\frac{M_2(1+R)}{\tau_y R} \left(\frac{\xi a}{BD} + \frac{GT(M_1 + M_2)}{2M_1 M_2} \right), \quad (29)$$

при этом вследствие неустойчивости режима сила ударов будет меняться случайным образом. Расчетные и экспериментальные значения силы удара представлены в таблице. С увеличением силы статического прижима сила удара при устойчивом режиме растет, а максимально достигаемая сила удара на предельном режиме уменьшается, т.е. разница между максимальной и минимальной силой удара уменьшается, что подтверждается экспериментально (см. таблицу).

Оценим величину упругих напряжений, возникающих в металле при ударе бойка об изделие, воспользовавшись теорией удара Герца [10]. Для этого по известной силе удара - формулы (28), (29), следует рассчитать площадь пятна контакта S бойка с изделием и определить напряжение σ как отношение силы удара к площади контактной деформации. Результаты расчетов представлены в таблице, при этом поверхность обрабатываемой пластины считалась плоской, а радиус кривизны рабочей поверхности бойка по результатам измерений износа был принят равным 35 мм. Как видно из расчетов, при ультразвуковой виброударной обработке в локальной области площа-

дью порядка 1 - 2 мм² создаются упругие напряжения, превышающие предел текучести металла ($\sigma_{\eta} = 700 \div 750$ МПа для обрабатываемой стали), что является причиной перераспределения и релаксации внутренних напряжений [1-3].

Сравнение с экспериментом и обсуждение результатов

Экспериментальное изучение ультразвуковой виброударной обработки проводилось путем одновременного измерения силы ударов бойка по изделию (стыковой шов на пластине из стали X12H20T2P (ЭИ 696А) размерами 250x180x45 мм) и высоты положения корпуса инструмента (рис. 1,а). Сигналы с пьезодатчика 6 и датчика малых перемещений «Микрон-02» 7 подавались на 2-канальный цифровой запоминающий осциллограф «VelleMan 500» с частотой дискретизации 50 МГц. Тарировка пьезодатчика по силе удара проводилась по методу [17] свободного падения стального шарика на пластину. Отметим, что наряду с ударными напряжениями пьезодатчик также регистрирует знакопеременные напряжения, возникающие в результате собственных колебаний обрабатываемого изделия. На рис. 4 представлены осциллограммы сигналов с датчиков при различных скоростях развертки для статической нагрузки $G = 160$ Н. Сила ударов промежуточного бойка по изделию непосредственно связана с высотой положения корпуса ультразвукового виброударного инструмента относительно поверхности обрабатываемого изделия. Динамику развития и срыва виброударных колебаний можно проследить по осциллограмме (рис. 4,в). Прижатый торцом волновода к изделию боек совершает безотрывные колебания с частотой ультразвука, которые постепенно (за 4-5 периодов ультразвука) переходят в ударные, происходит так называемая «раскачка» колебательной системы [9]. Нарастание силы периодических ударов наблюдается на стадии подъема корпуса из нижнего положения, когда увеличивается промежуток (зазор) между вибрирующим торцом волновода и изделием, где колеблется боек. Согласно теоретической модели, увеличение силы ударов обусловлено увеличением скорости возвратно-поступательного движения бойка при увеличении зазора в процессе затягивания колебаний бойка с возрастанием амплитуды.

Увеличение силы удара сопровождается нарастанием интенсивности собственных высокочастотных (32 и 53 кГц на спектре рис. 5) колебаний обрабатываемой пластины (пунктир на рис. 4, в).

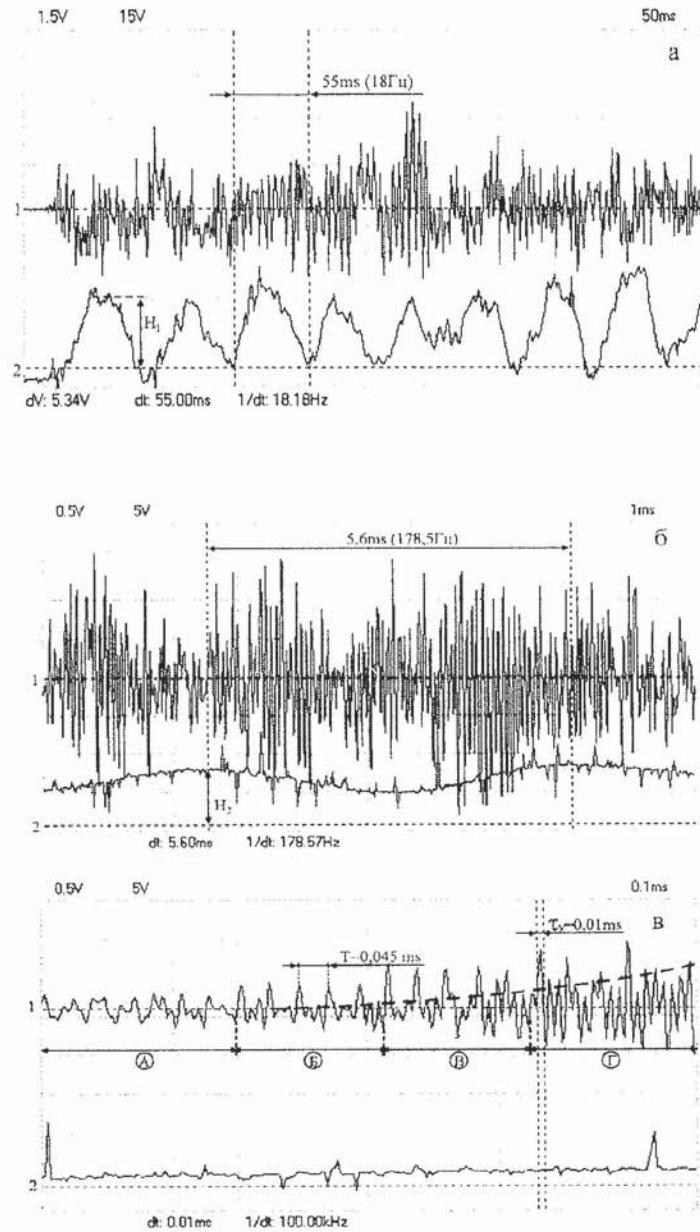


Рис. 4. Осциллограммы сигналов для $G = 160 \text{ Н}$ с пьезодатчика (канал 1) и с датчика перемещений «Микрон 02» (канал 2), при различных скоростях развертки: а - цена деления координатной сетки по оси абсцисс составляет 50 Мс ; по оси ординат для канала 1 -- 15 В , для канала 2 - $1,5 \text{ В}$; б и в - цена деления координатной сетки по оси абсцисс - 1 и $0,1 \text{ Мс}$ соответственно; по оси ординат для канала 1 - 5 В , для канала 2 - $0,5 \text{ В}$. Одно деление координатной сетки по оси ординат для канала 1 соответствует 519 Н (а), 173 Н (б, в); для канала 2 -- 90 мкм (а), 30 мкм (б, в). На рис.4а: А - безотрывные колебания; Б - ударные периодические колебания с силой удара 108 Н ; В - ударные периодические колебания с силой удара 178 Н ; Г - ударные неустойчивые колебания с силой удара 286 Н . Пунктирной линией показано нарастание амплитуды собственных колебаний обрабатываемой пластины

Тем самым создаются условия для жесткого возбуждения неустойчивого предельного режима с еще большей силой ударов (порядка 1500 Н для $G=160$ Н). Продолжая медленный квазистатический подъем с периодом порядка 5,6 Мс (см. рис. 4,б), преобразователь по инерции проходит предельно допустимую для существования виброударного режима высоту положения динамического равновесия (порядка 30÷40 мкм см. Таблицу 1), соударения бойка с торцом преобразователя прекращаются и наступает срыв колебаний. На осциллограммах (рис. 4 а,б) резкий спад силы удара наблюдается в верхнем положении корпуса. После срыва процесс установления виброударных колебаний возобновляется и цикл повторяется.

В отличие от предсказаний теории, величина ударных напряжений в металле, рассчитанная по экспериментальным данным, имеет максимум при статическом прижиге порядка 160 Н для ультразвуковой мощности порядка 400 Вт и конструктивных параметров ультразвукового инструмента «Гефест 400».

Изучение спектра (рис. 5) сигнала с пьезодатчика и сопоставление его со спектром собственных колебаний сварной пластины, возбуждаемых при тарировке пьезодатчика свободно падающим шариком [18], позволило соотнести спектральные составляющие на частотах 32 и 53 кГц с собственными колебаниями пластины.

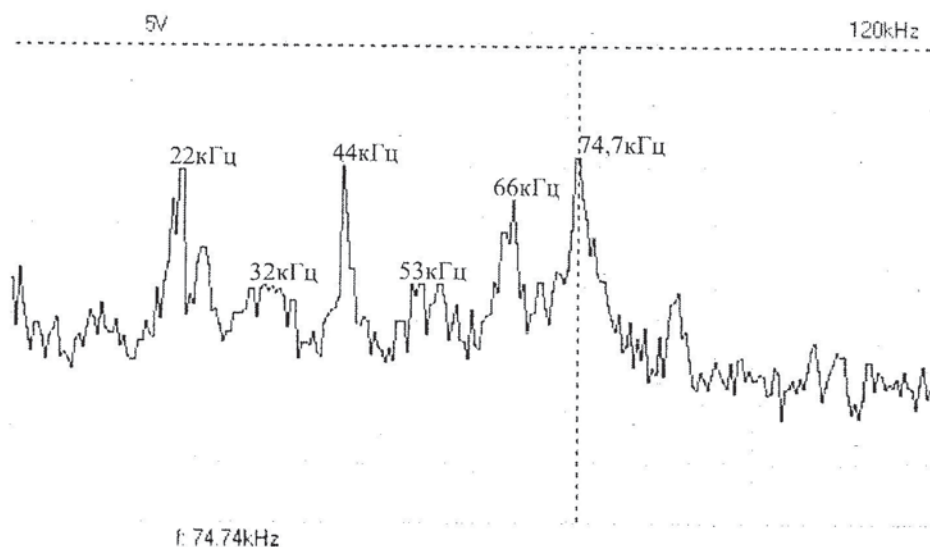


Рис. 5 Спектр сигнала с пьезодатчика при ультразвуковой ударной обработке

Спектральный максимум на частоте порядка 74 кГц соответствует частоте отражений упругой волны от противоположных плоскостей пластины. Отчетливо видны максимумы 2-ой и 3-ей гармоник ультразвука.

Несмотря на некоторые отличия, следует отметить хорошее совпадение теоретических и экспериментальных результатов.

ВЫВОДЫ

На основании взаимодополняющих теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

1. В результате проявления нелинейных эффектов динамического увода и затягивания колебаний, процесс ультразвуковой ударной обработки с промежуточным свободным бойком представляет собой повторяющуюся последовательность циклов установления и срыва ударных колебаний с периодическим нарастанием и спадом силы удара бойка по изделию. Чередование циклов затягивания и срыва режимов вызывает установление низкочастотных (по сравнению с частотой ультразвука) колебаний корпуса виброударного инструмента.

2. В локальных очагах контакта бойка с поверхностью изделия создаются высокочастотные ударные напряжения, амплитуда которых превышает предел текучести металла, что является причиной возникновения микропластической деформации, приводящей к перераспределению и уменьшению внутренних напряжений в сварной конструкции изделия.

3. Максимальное напряжение при ударе бойка по изделию достигается при некоторой оптимальной силе прижима виброинструмента к изделию, определяемой конкретными конструктивными параметрами и мощностью ультразвукового инструмента.

Полученные результаты и выводы могут быть рекомендованы для разработки оборудования и технологии для ультразвуковой ударной обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сагалевич В.М. Методы устранения сварочных деформаций напряжений. – М.: Машиностроение, 1974. – 248 с.
2. Андреев В. И. Ультразвуковая ударная обработка, как метод повышения долговечности сварных соединений // [hTTP://www.MaGniT.sp.Ru/k_s_1_s1.html](http://www.MaGniT.sp.Ru/k_s_1_s1.html)
3. Снижение остаточных напряжений в сварных швах трубопроводов и металлоконструкций // [hTTP://www.uTinlab.Ru/iTeM10.html](http://www.uTinlab.Ru/iTeM10.html)
4. Волоховская О.А., Лукин А.В., Пановко Г.Я. Моделирование процесса снижения остаточных напряжений в зоне сварного шва при вибрационной обработке // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2002. – №3. – С. 72-78.
5. Вагапов И.К., Ганиев М.М., Шинкарев А.С. Исследование влияния ультразвуковой ударной обработки на значение и распределение остаточных напряжений в сварной заготовке // Известия вузов. Авиационная техника. – 2005. – №2. – С. 56-59.
6. Вагапов И.К. Нелинейные эффекты в ультразвуковой обработке. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 159 с.
7. Артемьев В. В., Клубович В. В., Сакевич В. Н. Ультразвуковые ударные процессы. – Мн.: БНТУ, 2004. – 258 с.
8. Бадалян В.Е., Казанцев В.Ф., Статников Е.Ш., Шевцов Е.М. Механизм ультразвуковой ударной обработки сварных соединений // Вестник машиностроения. – 1979. – №8. – С. 56-58.
9. Киселев М.Г., Савицкий С.С. Исследование режимов работы технологической акустической системы с подвижным инструментом. // Приборостроение. – 1989. – № 11. – С. 93-98.
10. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
11. Вагапов И.К., Ганиев М.М. Динамическая модель виброударной обработки сварных соединений ультразвуковым инструментом с промежуточным бойком. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – №2. – С. 69-76.
12. AsTashev V.K., BabiTsky V.I. ULTRasonic cuTTinG as a nonlineaR (vibro-iMpacT) pRocess // ULTRasonics. – 1998. – V.36. – №6. – Pp. 89-96.
13. Кобринский А.А., Кобринский А.Е. Виброударные системы. – М.: Наука, 1973. – 591 с.
14. Шестаков С.Д., Ганиев М.М. Ультразвуковой виброударный инструмент. // Патент РФ, №2259912 Бюл. – №25, 2005.
15. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т.6. Защита от вибрации и ударов./Под ред. К.В. Фролова., 1981. – 456 с.
16. Бутенин Н. В., Лунц Я. А., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики.- Т.2. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
17. Асташев В. К., Сакаян А. Р. Экспериментальное исследование динамики колебательной системы ультразвукового станка. // Машиноведение. – 1967. – №4. – С. 3-7.
18. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т.1. Колебания линейных систем /Под ред. В.В. Болотина, V-1978. – 362 с.