

Выводы

Устройство для испытания станка позволяет в производственных условиях путем имитации рабочих нагрузок определять точность позиционирования, биение шпинделя и податливость технологической системы. Полученные результаты могут быть использованы в математической модели для определения технического состояния станка и прогнозирования надежности его работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бобров А.Н., Перченко Ю.Г. Автоматизированные фрезерные станки для объемной обработки. – Л.: Машиностроение, 1979. – 231 с.
2. Брок А.М. Опыт использования и перспективы развития ГПС для обработки корпусных деталей в машиностроении // Станки и инструмент. – 1986. – №11. С. 10.
3. Дмитриев Б.М., Шумейко И.А. Оценка возможностей станка по обеспечению точности геометрических размеров // Станки и инструмент. – 1978. – №5. С. 6–7.
4. Фельдштейн Е.Э. Обработка деталей на станках с ЧПУ: Учебное пособие / Е.Э.Фельдштейн, М.А.Корниевич. – 3-е издание доп. – Минск : Новое знание, 2008. – 299 с.
5. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1985. – 288 с.
6. Устройство для определения жесткости станков: А.с. 1426700 СССР, МКИ⁴ В23 В25/06 / В.С.Коротков, В.Л.Завацкий, В.И.Нечипоренко и др. (СССР). – 3 с.
7. Диагностическое устройство для испытания фрезерных станков с программным управлением: А.с. 1328086 СССР, МКИ⁴ В23 С9/00 / В.С.Коротков, А.В.Якимов, Н.С.Ивченко (СССР). – 4 с.
8. Лигун А.А., Шумейко А.А., Коротков В.С. и Завацкий В.Л. Об универсальной матрице для описания формообразования поверхностей в трехмерном пространстве. – К., 1988. – 10с. – Деп. В УкрНИИТИ 29.03.88. № 754.

пост. 26.12.2017

А.М. КРИВОРУЧКО, к.т.н., доцент кафедры технологии машиностроения, natikkr@gmail.com
С.В. КАДИЛЬНИКОВ, аспирант кафедры технологического проектирования, bat_2008@ukr.net
 Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр

Математическая модель вибрационного стола для снятия остаточных напряжений в сварных трубах

Для снижения остаточных напряжений в сварных трубах предложена вибрационная обработка. Разработана математическая и конструкционная модель вибрационного стола. Произведен рациональный выбор электровибратора и расположения электродвигателя, что позволяет получить в исследуемом образце равномерные по всей длине рабочей зоны вибрационные колебания. При изготовлении вибрационного стола рассчитаны элементы его виброизоляции - пружинные и резиновые амортизаторы, был выбран подходящий вариант вибрационных опор, что дает возможность повысить экономию процесса, не производя лишних расходов на дорогое и сложное изготовление фундамента.

Vibration treatment is proposed to reduce residual stresses in welded pipes. A mathematical and constructional model of the vibration table has been developed. A rational choice is made of the electric vibrator and the location of the electric motor, which makes it possible to obtain in the test sample uniform vibrations along the entire length of the working zone. When manufacturing the vibration table, elements of its vibration isolation are calculated - spring and rubber shock absorbers, a suitable variant of vibration supports was chosen, which makes it possible to increase the economy of the process without producing unnecessary expenses for expensive and complex foundation manufacture.

Введение

В связи с интенсивным развитием вычислительной техники стало возможным выполнение любых расчетов, в том числе и определение остаточных сварочных напряжений. В настоящее время на передний план выходят более универсальные методики, характеризующиеся простотой задания исходной информации и принципиально новыми условиями для широкого использования вибрационной обработки при производстве и эксплуатации сварных конструкций общего назначения.

Технология вибрационной обработки сварных швов и околошовной зоны для снятия механических послесварочных напряжений достаточно подробно описаны в научно-технической и патентной литературе [1–3]. Эффективность применения такой обработки

для высокопрочных, мостовых и теплоустойчивых марок сталей (ВКС-12, 15Г2Ф, 12Х1МФ, 12Х18Н10Т, 1Х18Н9Т, 20ХГНСНА) описана в трудах различных ведущих исследовательских центров Украины и СНГ (ИЭС им. Е.О. Патона НАНУ, г. Киев, Украина, ИФПМ СО РАН, г. Томск, Россия, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, г. Москва, Россия). Вместе с тем недостаточно проведены исследования в области вибрационной обработки сварных соединений в процессе производства труб [4, 5].

Выделение нерешенного

Каждый из известных методов снижения остаточных напряжений имеет более или менее ограниченную область рационального применения, поэтому возникает необходимость как усовершенствования существующих, так и поиска принципиально новых способов

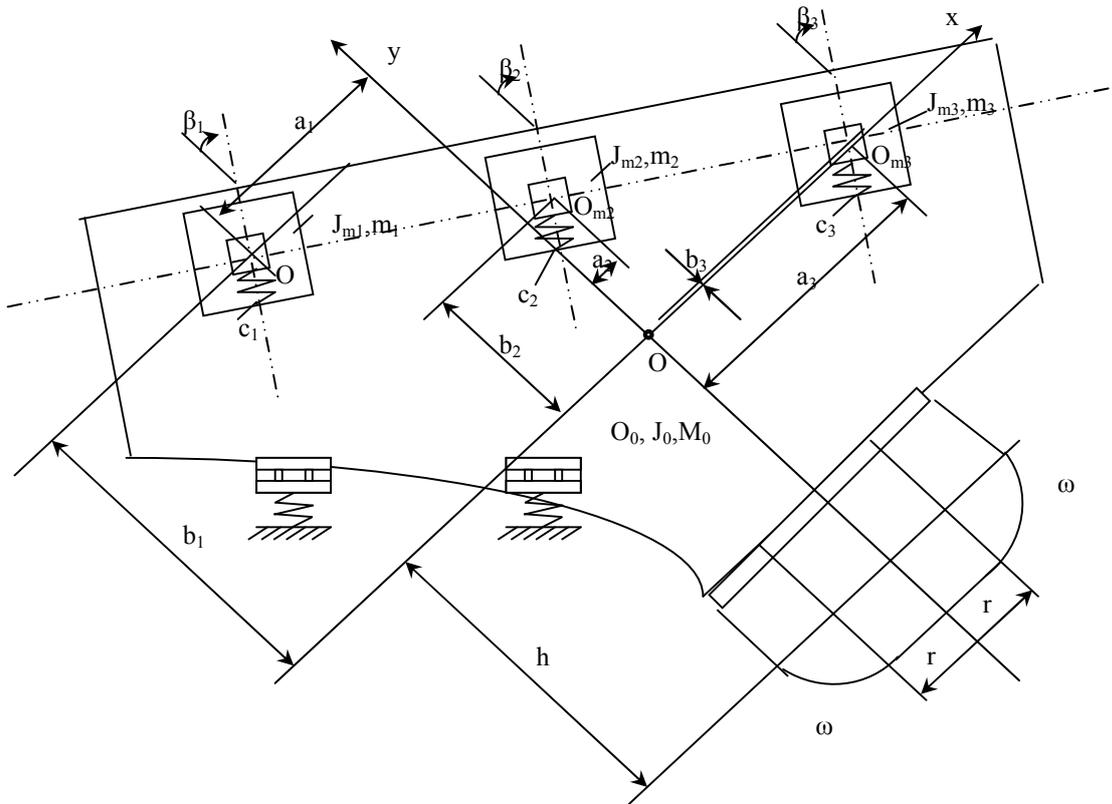


Рис. 2. Конструктивная схема вибрационного стола

где $M = M_0 + \sum_{i=1}^n m_i$,

$$\rho_i = (b_i \sin \beta_i - a_i \cos \beta_i),$$

$$I = I_0 + \sum_{i=1}^n I_{m_i} + M_0(a_0^2 + b_0^2) + \sum_{i=1}^n (a_i^2 + b_i^2)$$

Здесь: C_i — коэффициенты жесткости упругих систем; M_0, I_0, m_i, I_{m_i} — массы и моменты инерции корпуса и упруго присоединенных тел [9].

$$M\ddot{X} + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{f}_i \sin \beta_i = F_x,$$

$$M\ddot{Y} + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{f}_i \cos \beta_i = F_y, \quad (2)$$

$$I\ddot{\theta} + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{f}_i \rho_i = L,$$

$$m\ddot{f}_i + m_i(\ddot{X} \sin \beta_i + \ddot{Y} \cos \beta_i + \rho_i \ddot{\theta}) + C_i f_i = 0 \quad (i=1, n).$$

Здесь F_x, F_y, L — проекции центробежной силы F на оси координат и её момент относительно начала координат, которые выражаются следующими соотношениями:

$$F_x = 2F \cos \frac{\alpha}{2} \cos \omega t,$$

$$F_y = 2F \sin \frac{\alpha}{2} \cos \omega t,$$

$$L = 2F \left[\left(h \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{\Delta r}{2} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \cos \omega t + r \cos \frac{\alpha}{2} \sin \omega t \right],$$

где $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$, $\Delta r = r_2 - r_1$; r_1, r_2 — расстояние от центров вращения вибраторов до оси OY ; h — расстояние от прямой, соединяющей центры вибраторов, до оси OX .

Для большинства вибрационных машин из условия унификации узлов характерны следующие дополнительные соотношения:

$$m_1 = m_2 = \dots = m_i = \dots = m_n,$$

$$C_1 = C_2 = \dots = C_i = \dots = C_n,$$

$$\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_i = \dots = \beta_n,$$

что позволяет упростить исходную систему уравнений (2):

$$M\ddot{X} + m \sin \beta \sum_{i=1}^n \ddot{f}_i = F,$$

$$M\ddot{Y} + m \cos \beta \sum_{i=1}^n \ddot{f}_i = F_y, \quad (3)$$

$$I\ddot{\theta} + m \sum_{i=1}^n \ddot{f}_i \rho_i = L,$$

$$m\ddot{f}_i + m(\ddot{X} \sin \beta + \ddot{Y} \cos \beta + \rho_i \ddot{\theta}) + C f_i = 0, \quad (i=1, n)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (3), отвечающее вынужденным колебаниям упругих твердых тел, может быть представлено в виде:

где:

$$M^* = \frac{m}{M} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\lambda^2}{w^2} - 1 \right)}; \quad \lambda = \sqrt{\frac{C}{m}}; \quad \eta_i = \frac{\rho_i}{\rho}; \quad \rho = \sqrt{\frac{I}{M}}. \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
X &= \frac{1}{Mw^2\Delta} \left[nF_y M^* \sin\beta \cos\beta (1 + M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2) - F_x (1 + M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2) \cdot (1 + n \cdot M^* \cdot \cos^2\beta) + \frac{L}{\rho} M^* \sin\beta \sum_{i=1}^n \eta_i \right], \\
Y &= \frac{1}{Mw^2\Delta} \left[nF_x M^* \sin\beta \cos\beta (1 + M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2) - F_y (1 + M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2) \cdot (1 + n \cdot M^* \cdot \sin^2\beta) + \frac{L}{\rho} M^* \cos\beta \sum_{i=1}^n \eta_i \right], \\
\theta &= \frac{1}{Mw^2\Delta} \left[nF_x \sin\beta + F_y \cos\beta \right] M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 - \frac{L}{\rho} + nM^*, \\
f_i &= \frac{1}{Mw^2\Delta \left(\frac{\lambda^2}{w^2} - 1 \right)} \left[(F_x \sin\beta + F_y \cos\beta) (M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 - 1) + \frac{L}{\rho} (M^* \sum_{i=1}^n \eta_i - nM^* \sum_{i=1}^n \eta_i) \right],
\end{aligned}$$

Частоты ω_c собственных колебаний корпуса вибрационного стола находятся из уравнения:

$$1 + M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + n \cdot M^* + nM^{*2} \sum_{i=1}^n \eta_i^2 = 0$$

и имеют вид:

$$\begin{aligned}
\omega_{c1} &= \sqrt{\frac{nc(M_0 + nm)}{nmM_0}}, \\
\omega_{c2} &= \sqrt{\frac{I(M_0 + nm)}{I(M_0 + nm) - nmM_0 \sum_{i=1}^n \rho_i^2}},
\end{aligned}$$

где ω_{c1} — частота поступательных колебаний корпуса вибрационного стола; ω_{c2} — частота поворотных колебаний корпуса (галопирование).

Экспериментальные исследования показали [10], что галопирование рабочего органа вибрационных машин, а также отсутствие самосинхронизации вибраторов на корпусе могут привести к частым поломкам. Для

того, чтобы конструкция совершала чисто поступательные колебания необходимо, чтобы $\theta = 0$, соотношение:

На практике путем правильного выбора значений параметров системы можно обеспечить такую малость величины θ , что искажения поступательных колебаний элементов системы из-за неравенства нулю θ будут пренебрежительно малы.

Для самосинхронизации двух вибраторов, вращающихся в противоположных направлениях, необходимо, согласно [10], свести к минимуму среднее значение за период $\frac{2\pi}{\omega}$ функции Лангранжа $\mathfrak{Z}(T - \Pi)$, что на практике обеспечивает устойчивость движения вибрационной машины.

Учитывая соотношения (1), функция Лангранжа принимает следующий вид:

$$\mathfrak{Z}(T - \Pi) = -\frac{1}{2} \cdot \frac{F^2}{M\omega^2\Delta^2} (C \cos\alpha + S \sin\alpha),$$

где:

$$\begin{aligned}
C &= M^* \left[(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + 1)^2 (1 - n(nM^* + 2)) - M^* \cdot \left(\sum_{i=1}^n \eta_i \right)^2 \times \left(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + 1 \right) \right] \cos\beta + 2 \left(\frac{h}{\rho} \sin\beta + \frac{Ar}{2\rho} \cos\beta \right) \times \\
&\times \left(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i + 1 \right) \cdot (M^* + 1) - \frac{1}{\rho^2} \left[h^2 - \left(\frac{Ar}{2} \right)^2 + r^2 \right] \cdot \left[(nM^* + 1)^2 \times \left(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i + 1 \right) - M^{*2} \left(\sum_{i=1}^n \eta_i \right)^2 \cdot (2nM^* - M^* + 1) \right], \\
S &= M^* \left[(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + 1)^2 \cdot [1 - n(nM^* + 2)] - M^* \left(\sum_{i=1}^n \eta_i \right)^2 \left(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + 1 \right) \right] \sin 2\beta - 2 \left(\frac{h}{\rho} \cos\beta - \frac{Ar}{2\rho} \sin\beta \right) \times \\
&\times M^* \sum_{i=1}^n \eta_i \left(M^* \sum_{i=1}^n \eta_i + 1 \right) (M^* + 1) - \frac{hAr}{\rho^2} \left[(nM^* + 1)^2 (M^* \sum_{i=1}^n \eta_i^2 + 1) - M^{*2} \left(\sum_{i=1}^n \eta_i \right)^2 (2nM^* - M^* + 1) \right].
\end{aligned}$$

Первая производная от функции Лагранжа по переменной α имеет вид:

$$\frac{\partial \mathfrak{Z}(T - \Pi)}{\partial \alpha} = \frac{1}{2} \frac{F^2}{Mw^2\Delta^2} (C \sin\alpha - S \cos\alpha).$$

Разность фаз α , соответствующие возможным синхронным движениям, находятся из трансцендентного уравнения:

$$C \sin\alpha - S \cos\alpha = 0.$$

Значение величины угла сдвига по фазе определяется по формуле:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{S}{C}. \quad (6)$$

Во время проведения исследования, экспериментальным образом были выбраны необходимые режимы обработки для существующего образца. Исходной точкой при определении необходимых режимов, стала

зависимость массы исследуемого образца от времени вибрации.

Выбор режимов вибрационной обработки для заданного образца проводился из условий достижения необходимой стабильности остаточных напряжений. Для этого нужно решить задачу самопроизвольного деформирования образца, в которую в качестве неизвестного входит коэффициент снижения остаточных напряжений в наплавленном слое, обеспечивающий самопроизвольную деформацию металла.

Затем по известному коэффициенту снижения остаточных напряжений был найден целый ряд режимов вибрационной обработки. Из полученных вариантов был выбран оптимальный режим: частота – 60 Гц, амплитуда – 055 мм, время – 5 мин и оптимальные размеры вибрационного стола.

Вибрационный стол с вертикально направленными колебаниями содержит нагрузку 50 кг; общий вес

$Q = 15400$ Н, в том числе подвижных элементов $Q_{р.ч.} = 12500$ Н; частота колебаний — 60 Гц; максимальный кинетический момент дебалансов — $M = 5000$ Н/см; амплитуда колебаний виброплатформы — $a = 0,55$ мм; размер виброплатформы — $0,75 \times 0,8$ м; фундамент — ДСП.

Сравнивая варианты расчета пружинных и резиновых виброопор, можно прийти к выводу, что использование той или иной опоры есть допустимым и лежит в рамках, не превышающих допустимый показатель. Тем не менее, резиновые вибрационные опоры являются более эффективными, так как коэффициент передачи пружинных вибрационных опор составляет 1/49, резиновых — 1/262.

Таким образом, можно повысить экономию процесса, не производя лишних расходов на дорогое и сложное изготовление фундамента.

Выводы

1. Одним из наиболее перспективных методов снижения остаточных напряжений в сварных конструкциях является вибрационная обработка, позволяющая и существенно снизить их себестоимость за счет экономии электроэнергии, затрат на оборудование и производственных площадей.

2. Для стабилизации напряжений в производственных условиях используются вибрационные столы, на которых, в зависимости от массы обрабатываемой конструкции, в вибраторе задается необходимая величина дисбаланса, которая определяет величину возмущающей силы и резонансные частоты, лежащие в рабочем диапазоне частот вибратора.

3. Разработана математическая и конструкционная модель вибрационного стола, в основу которого положено рациональный выбор электровибратора и расположение электродвигателя, что позволило получить в исследуемом образце равномерные по всей длине рабочей зоны и синусоидально изменяющиеся во времени вибрационные колебания.

4. При изготовлении вибрационного стола рассчитаны элементы его виброизоляции — пружинные и резиновые амортизаторы, был выбран подходящий вариант вибрационных опор, что дало возможность повысить экономию процесса, не производя лишних расходов на дорогое и сложное изготовление фундамента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Медведев А.Ю., Бычков В.М., Тарасенко Е.Е., Измайлова Н.Ф., Дубин А.И. Исследование остаточных напряжений в соединениях, полученных линейной сваркой трением. Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. № 7(52). С. 59–62.
2. Paul Colegrove, Chukwugozielkeagu, Adam Thistlethwaite, Stewart Williams, Tamas Nagy, Wojciech Suder, Axel Steuwer, Thilo Pirling. The welding process impact on residual stress and distortion. Science and Technology of Welding and Joining. 2009. Vol. 14(8). pp. 717–725.
3. Махненко В.И., Великоиваненко Е.А., Шекера В.М., Розынка Г.Ф., Пивторак Н.И. Остаточные сварочные напряжения в зоне кольцевых сварных стыков трубопроводов из аустенитной стали. Автоматическая сварка. 1998. № 11. С. 32–39.
4. Федосеева Е.М., Игнатов М.Н., Лелягин И.Ю. Современные методы идентификации неметаллических включений в сварных соединениях трубных сталей. Тяжелое машиностроение. 2011. № 1. С. 45–47.
5. Федосеева Е.М., Ольшанская Т.В., Игнатов М.Н. Моделирование нестационарных процессов в сварном соединении трубопровода. Тяжелое машиностроение. 2011. № 3. С. 31–37.
6. Зарубин П.Е., Барановский М.Ю., Тарасов В.А. Teklastructures – инновация в создании конструкций. Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 5. С. 1–8.
7. Игнатьев А.Г., Пызин Г.П. Определение остаточных напряжений при сварке труб из стали 45. Вопросы сварочного производства: сборник научных трудов. Челябинск: ЧГТУ. 1994. С. 31–35.
8. Антонов, А.А. Стеклов, О.И. Исследование технологических остаточных напряжений в сварных соединениях магистральных трубопроводах. Заготовительные производства в машиностроении. – 2012. – № 3 – С. 13–19.
9. Лавров Б.П., Л.А. Гольдин Исследование синхронизации механических вибраторов в основных схемах двухмассных грохотов. Обогащение руд. – 1977. – № 3. – С. 27–31.
10. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. М.: Наука, 1971. – 986 с.

пост. 27.12.2017