

А. В. ЖУКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ЭЦВМ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ТРУБ В ПОЛЕВЫХ УСЛОВИЯХ

(Представлено академиком АН БССР Н. С. Акуловым)

В процессе строительства трубопроводов при новом непрерывном способе, предложенном академиком АН БССР Н. С. Акуловым, изготовление труб производится непосредственно на трассе. При движении агрегата, производящего формовку трубы и ее сварку, неизбежны случаи продольных и поперечных отклонений подрессоренных масс, нарушающие устойчивость движения агрегата.

Причиной, возникновения колебаний установки полевого типа при ее движении являются микронеровности пути. Порядок их расположения, высота и длина могут быть различны. Интенсивность колебаний может быть значительно уменьшена за счет рационального изменения и подбора параметров ходовой системы и ее вида. Они должны подбираться такими, чтобы при известном воздействии от пути величины всех видов перемещений подрессоренных масс агрегата не превосходили допускаемых по условиям формовки и сварки трубы.

Как известно ⁽¹⁾, характер воздействия от пути на транспортные системы представляется как стационарный случайный процесс. Метод расчета, основанный на применении теории стационарных случайных функций, дает точные результаты, соответствующие реальным условиям движения. Однако в тех случаях, когда необходимо проанализировать целый ряд принципиально различных динамических систем и выбрать из числа их наиболее приемлемую, желательно применение более простого метода расчета, который, однако, дает достаточно точные результаты.

Таким методом, широко применяемым при сравнительном анализе работоспособности подвески транспортных систем, является метод, при котором функция воздействия от пути принимается периодической ⁽²⁾. Этот метод был применен нами при исследовании параметров и вида ходовой системы сварочно-формовочного агрегата с точки зрения его поперечно-угловых колебаний.

Схема ходовой системы, признанной при исследованиях рациональной, показана на рис. 1, а. На рис. 1, б приведена схема поперечно-угловых колебаний данной системы. Масса M агрегата принята сосредоточенной в точке O_3 . В массу M входит часть массы трубы ($M_{тр}$), свисающей за агрегатом ⁽³⁾. Неподдресоренная масса $2M_1$ принята распределенной поровну в точках A и B .

При решении задачи приняты некоторые обоснованные допущения ⁽²⁾. Неровность, на которую наезжают колеса правой стороны агрегата, считаем

периодической, т. е. $q_{1n} = q(t) = \frac{H}{2} (1 - \cos vt)$; $q_{2n} = q_{t-T} = \frac{H}{2} \times [1 - \cos v(t - T)]$, где H — высота неровности, см; T — время прохождения пути l , равного длине балансира; v — вынужденная частота колебаний, зависящая от длины неровности L_n , рад/сек.

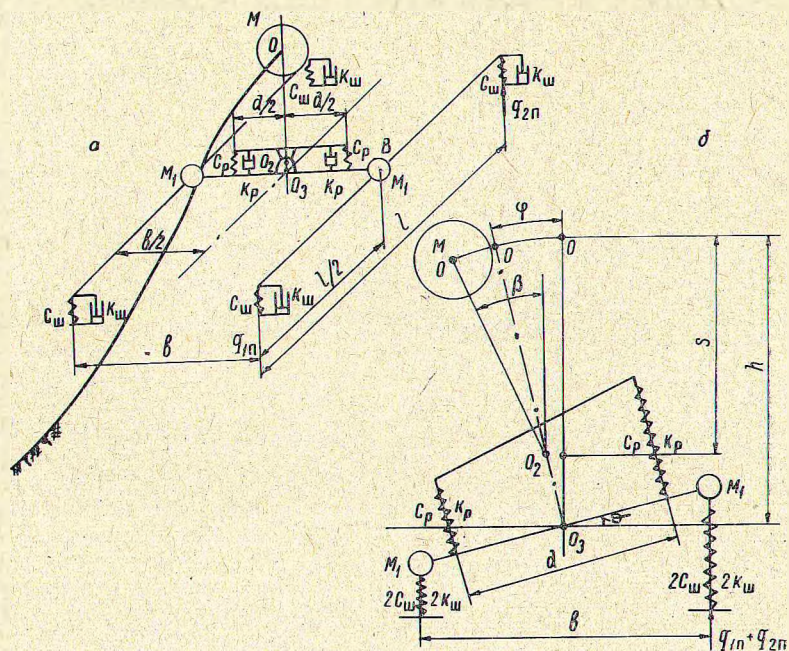


Рис. 1. Продольно-поперечная балансирующая подвеска сварочно-формовочного агрегата:

а — схема подвески; б — схема поперечно-угловых колебаний агрегата

Дифференциальные уравнения, описывающие поперечно-угловые колебания агрегата, имеют вид

$$a_1 \ddot{\varphi} + a_2 \dot{\varphi} + a_3 \varphi + a_4 \ddot{\beta} = b (Q_{1n} + Q_{2n}); \quad (1)$$

$$a_5 \ddot{\beta} + a_6 \dot{\beta} + a_7 \beta + a_8 \ddot{\varphi} = 0,$$

где

$$a_1 = 2I_{O_3} + M(h - s)^2; \quad a_6 = k_p \frac{d^2}{2} + Mgs;$$

$$a_2 = k_{ш} b^2 - Mg(h - s); \quad a_7 = c_p \frac{d^2}{2} - Mgs;$$

$$a_3 = c_{ш} b^2 - Mg(h - s); \quad a_8 = M(h - s)s;$$

$$a_4 = M(h - s)s; \quad Q_{1n} = c_{ш} q_{1n} + k_{ш} \dot{q}_{1n};$$

$$a_5 = I_{O_2} + Ms^2; \quad Q_{2n} = c_{ш} q_{2n} + k_{ш} \dot{q}_{2n}.$$

В коэффициенты a_1, a_2, \dots, a_8 уравнений (1) входят следующие параметры динамической системы: I_{O_2}, I_{O_3} — моменты инерции соответственно поддресоренной и неподдресоренной масс относительно продольных осей, проходящих через точки O_2 и O_3 ; c_p — жесткость рессор; k_p — коэффициент сопротивления амортизаторов; b — величина колесной колеи агрегата; d — рас-

стояние между рессорами, а также амортизаторами. Размеры h и s ясны из рис. 1.

Решение системы уравнений (1) аналитическими методами представляет известные трудности. Поэтому интересующие нас результаты определялись с помощью ЭЦВМ. Результаты решения системы уравнений (1) подтвердили возможность получения поперечно-угловых перемещений агрегата допускаемой величины путем подбора значений соответствующих параметров подвески и общих параметров агрегата.

При решении уравнений рассматривался интервал времени t равный $0 \leq t \leq T + \tau$. В ходе анализа полученных результатов подвергались оценке также следующие интервалы: 1) передние колеса в пределах неровности $0 < t < \tau$; 2) неровность между колесами осей $\tau < t < T$; 3) задние колеса находятся в пределах неровности $T < t < T + \tau$; 4) колеса задней оси вышли за пределы неровности $t > T + \tau$.

В начальный момент времени $t = 0$ угловые перемещения φ и β и их производные равны 0. Для остальных интервалов времени соблюдаются условия непрерывности функции на границах интервалов при $t = \tau$; $t = T$; $t = T + \tau$.

Результаты исследований показывают, что кривые изменения углов φ и β имеют периодический характер. Причем период их колебаний равен времени проезда неровности $\tau \left(\tau = \frac{L_{\text{н}}}{v} \right)$.

Неподдресоренные массы имеют малую инерционность, значительную жесткость упругих элементов (шин) и значительное демпфирование. Поэтому максимальные их отклонения φ_{max} соответствуют моменту времени наезда колеса на вершину неровности. В момент съезда с неровности угол φ близок к нулю. Поддресоренные массы обладают значительной инерционностью, жесткость их элементов меньше, поэтому максимальные значения угла β наблюдаются несколько раньше, чем угла φ , но период их изменения тот же.

Анализ уравнений (1) показал, что угловые отклонения поддресоренных масс значительно зависят от коэффициентов a_5 и a_7 , которыми определяется парциальная частота n колебаний поддресоренных масс системы.

Исследование этих коэффициентов может быть проведено с помощью специально составленной программы. Выбранные рациональные значения коэффициентов a_5 и a_7 из условия неперевышения углом β 2° за время $T + \tau$ при скорости движения 20 м/мин равны: $a_5 = 2,0 \text{ т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$, $a_7 = 5,0 \text{ т} \cdot \text{м}$.

Выбранные из указанных условий параметры исследуемой динамической системы, при которых были произведены расчеты рассматриваемых углов, следующие: $l = 2 \text{ м}$; $H = 0,3 \text{ м}$; $L_{\text{н}} = 1 \text{ м}$; $c_{\text{ш}} = 60 \text{ т/м}$; $c_{\text{р}} = 19,6 \text{ т/м}$; $k_{\text{ш}} = 1,8 \text{ т} \cdot \text{сек/м}$; $k_{\text{р}} = 0,8 \text{ т} \cdot \text{сек/м}$; $b = 2,6 \text{ м}$; $d = 1,6 \text{ м}$; $h = 1,5 \text{ м}$; $s = 1,0 \text{ м}$; $M = 2,05 \text{ т} \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; $I_{02} = 0,06 \text{ т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$; $I_{03} = 0,01 \text{ т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

На рис. 2 даны результаты расчетов для углов β и φ при приведенных параметрах агрегата для скоростей движения 5, 10, 15, 20 м/мин. На рис. 2, а показаны кривые изменения угла β , а на рис. 2, б — угла φ . Как видно из рис. 2, характер периодичности кривой угла β яснее всего выражен при скорости движения 20 м/мин. С уменьшением скорости движения периодичность заметно меньше, однако возрастает (ко времени $T + \tau$) тенденция к увеличению угла. Как видно из рис. 2, а, значения угла β за время $T + \tau$ при скорости 20 м/мин не превышают $1^\circ 30'$. При понижении скорости движения первые максимумы уменьшаются, а к моменту времени $T + \tau$ значения угла β возрастают.

При скорости движения 5 м/мин ясно видна тенденция кривой β к резонансу, однако данная скорость для нашего случая не является расчетной.

По прошествии времени $T + \tau$ кривые β будут затухать с частотой собственных колебаний.

Из рис. 2, б видно, что угол φ при любых значениях скорости носит ясно выраженный периодический характер. Его максимальные значения соответствуют времени проезда вершины неровности. Максимальные значения φ от скорости движения почти не зависят и колеблются в пределах от $13^{\circ}30'$ до 14° .

Исследования показали, что при дальнейшем увеличении скорости движения (свыше 20 м/мин) при тех же значениях параметров попереч-

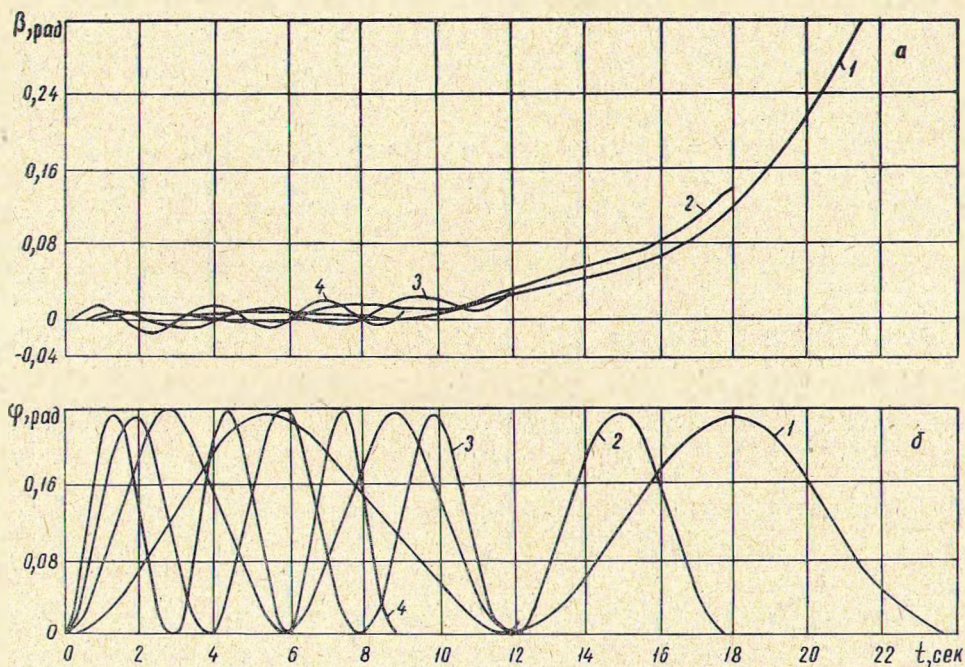


Рис. 2. График изменения поперечно-угловых перемещений подрессоренных (а) и не-подрессоренных (б) масс агрегата:

1— $v=5$; 2—10, 3—15, 4—20

но-угловые перемещения агрегата будут возрастать (при тех же дорожных условиях), что подтверждает сильную зависимость их от скорости движения и говорит о необходимости соответствующего выбора параметров подвески для каждого диапазона скоростей.

Проведенные исследования показали, что выбранные параметры подвески сварочно-формовочного агрегата, а также общие его параметры позволят обеспечить движение, поперечная устойчивость которого нарушена не будет. Максимально возможные поперечно-угловые перемещения не превысят 2° при высоте неровностей 30 см. Такие перемещения вызывают крутящий момент в трубе равный 400 кгм, который легко преодолевается за счет сил трения между формовочными роликами и трубой.

Отдел физики неразрушающего контроля
АН БССР,
Белорусский технологический институт
им. С. М. Кирова

Поступило 17.XII 1968

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

¹ А. В. Жуков, ДАН БССР, 11, № 3, 1967. ² Р. В. Ротенберг, Подвеска автомобиля и его колебания, М., Машгиз, 1960. ³ В. И. Федосьев, Сопротивление материалов, Физматгиз, М., 1963.