

УДК 681.2:531.784.089.68

## МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ПЕРЕМЕННЫХ СИЛ

А.М.Науменко, Г.А.Черепашук.

Одним из наиболее актуальных направлений развития силоизмерительной техники является совершенствование средств измерения переменных сил и их метрологического обеспечения /МО/. Это связано как со все более широким использованием динамических процессов в научных исследованиях, производственных процессах, при испытаниях и т.п. так и со сложностью обеспечения единства измерения сил в таких процессах. Если измерения статических сил метрологически обеспечены достаточно полно [1], то при динамических измерениях переменных сил возникает целый ряд проблем, имеющих специфику по сравнению с аналогичными проблемами МО измерений статических сил. К ним относятся: нормирование динамических характеристик /ДХ/ средств измерений переменных сил; определение ДХ экспериментальным путем; создание и метрологическая аттестация аппаратуры для определения ДХ средств измерения переменных сил; разработка поверочных схем для этих средств измерений; оценка погрешности результатов динамических измерений; восстановление значений измеряемых переменных сил при динамических нагрузках.

Наиболее широко в качестве средств измерения как постоянных, так и переменных /в частотном диапазоне до сотен герц/ сил используются универсальные тензорезисторные силоизмерительные преобразователи /ТСП/. Так как информативным параметром измеряемых переменных сил обычно являются их амплитудные значения, то в качестве основной динамической характеристики ТСП выбирается их амплитудно-частотная характеристика /АЧХ/.

АЧХ ТСП можно определять двумя методами: прямым методом по отклику ТСП на характеристический испытательный сигнал — гармоническую силу с непосредственным получением АЧХ и косвенным методом по отклику ТСП на короткий импульс силы с получением импульсной характеристики [2] или по отклику на обратный скачок силы с получением переходной характеристики [3].

Второй метод более просто реализуется, в связи с чем уже нашел ограниченное применение в метрологической практике [2]. Однако погрешность определения требуемой динамической характеристики — АЧХ при этом выше, чем при прямом методе, что связано с погрешностями получения и необходимостью пересчета получаемой импульсной или переходной характеристики в АЧХ.

Кроме того, следует учитывать, что в силоизмерительную цепь испытательных стендов, кроме собственно ТСП, включаются детали, передающие возбуждаемую нагрузку к объекту испытаний. Наличие этих дополнительных подсоединяемых масс приводит к значительному различию сил, воздействующих на объект и ТСП /до 10-15%/, и, следовательно, к искажению АЧХ силоизмерительной части стенда. Поэтому целесообразно определять АЧХ ТСП в эксплуатационных условиях, т.е. при подсоединенных инерционных массах.

Трудности определения АЧХ прямым методом обусловлены отсутствием источников переменной силы с широкими диапазонами регулирования амплитуды и частоты, а также отсутствием достаточно точной меры переменной силы. Прямой метод может быть реализован при динамической градуировке ТСП в результате их нагружения инерционными силами, возникающими при колебаниях упругой системы градуировочной установки, работающей в режиме автоколебаний [4]. При таком способе амплитуда возбуждаемой силы определяется расчетно-экспериментальным путем, поэтому точность градуировки зависит от использован-

ной расчетной схемы. Однако адекватность расчетной схемы обеспечить при сложной колебательной системе весьма затруднительно. Более перспективным представляется создание образцовой меры гармонической силы, позволяющей производить динамическую градуировку ТСП методом непосредственного сравнения амплитуды возбуждаемой переменной силы с известной статической силой. На ~~цели~~ ~~использования~~ указанного метода указывается в [5]. Однако оценка его возможностей неизвестна.

На базе этого метода разработан электрогидравлический поверочный стенд, с помощью которого должны воспроизводиться переменные силы заданных амплитуд и частот.

Для анализа возникающих динамических погрешностей градуировки рассмотрим математическую модель стенда. Расчетная схема стенда, который в первом приближении может считаться линейной системой с 5-ю степенями свободы, приведена на рис. 1, где параметры  $m, \mu, C$  с индексами характеризуют массы, коэффициенты вязкого трения и жесткости силовозбудителя постоянной силы, образцового ТСП, гибкого звена /пружины/, силовоспринимающей рамы, подсоединительных узлов, градуируемого ТСП и силовозбудителя переменной силы.

Вывод уравнений движения упругой системы осуществлен с помощью квазистатического способа, основанного на непосредственном применении принципа Даламбера, и метода перемещений строительной механики [6]. Для выбранной расчетной схемы система дифференциальных уравнений, описывающая движения захвата гидроцилиндра, воспроизводящего постоянную силу  $F_0$ , узла крепления гибкого звена, контакта опор платформы и силовоспринимающей рамы, деталей крепления градуируемого ТСП и захвата гидроцилиндра, воспроизводящего переменную силу  $F_1 \sin \omega t$ , в матричной форме имеет следующий вид:

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 \\ 0 & a_{32} & a_{33} & a_{34} & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ 0 & 0 & 0 & a_{54} & a_{55} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} X_0 \\ X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F_0 + m_{b_1} g \\ m_{og} g \\ (m_{np} + m_p) g \\ (m_{ш} + m_{rg}) g \\ F_b \sin wt + m_{b_2} g \end{vmatrix},$$

где  $a_{11} = -m_b P^2 + (\mu_{b_1} + \mu_{og})P + (C_{b_1} + C_{og})$ ;  $a_{12} = a_{21} = -(\mu_{og}P + C_{og})$ ;

$a_{22} = -m_{og} P^2 + (\mu_{og} + \mu_{np})P + (C_{og} + C_{np})$ ;  $a_{23} = a_{32} = -(\mu_{np}P + C_{np})$ ;

$a_{33} = -(m_{np} + m_p) P^2 + (\mu_{np} + \mu_p + \mu_{ш})P + (C_{np} + C_p + C_{ш})$ ;

$a_{34} = a_{43} = -(\mu_{ш}P + C_{ш})$ ;

$a_{44} = -(m_{ш} + m_{rg}) P^2 + (\mu_{ш} + \mu_{rg})P + (C_{ш} + C_{rg})$ ;

$a_{45} = a_{54} = -(\mu_{rg}P + C_{rg})$ ;

$a_{55} = -m_{b_2} P^2 + (\mu_{rg} + \mu_{b_2})P + (C_{rg} + C_{b_2})$ ;

$P = \frac{d}{dt}$  - оператор дифференцирования.

Частные решения этой системы, характеризующие вынужденные колебания элементов стенда, представляются в виде суммы постоянных и переменных составляющих, соответствующих постоянным и гармоническим силам:

$$X_{i \text{ част}} = X_{i \text{ пост}} + X_{i \text{ пер}} \quad (i = \overline{0, 4}).$$

Для нахождения переменных составляющих перемещений использован метод комплексных амплитуд, после чего из уравнения движения силовоспринимающей рамы определяется реакция в контакте опор платформы и рамы / при отсутствии предварительного натяга/:

$$R(t) = m_p \ddot{x}_2 + \mu_p \dot{x}_2 + C_p x_p - m_p g.$$

Момент времени  $t_{min}$  достижения реакцией минимального значения находится из условия  $\frac{dR(t)}{dt} = 0$ :

$$t_{min} = \frac{\alpha \text{ctg} \frac{-m_p \omega^2 + C_p}{\mu_p \omega} - \psi_2 + \pi}{\omega}.$$

Равенство нулю реакции  $R(t)$  в указанный момент времени позволяет получить зависимость необходимой для этого амплитуды переменной силы  $F_g$  от задаваемой статической силы  $F_0$ :

$$F_{gmax} = F_g(F_0) \Big|_{R(t_{min})=0}.$$

Найденная совокупность параметров  $\{x_0, x_1, x_2, x_3, x_4, t_{min}, F_{gmax}\}$  однозначно определяет мгновенные значения сил, прикладываемых к градуируемому ТСП со стороны штанги и к образцовому ТСП со стороны гибкого звена в момент сравнения:

$$P_{гг}(t_{min}) = m_{ш} g - m_{ш} \ddot{x}_3 - \mu_{ш} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - C_{ш} (x_3 - x_2);$$

$$P_{ог}(t_{min}) = m_{ог} g - m_{ог} \ddot{x}_1 - \mu_{ог} (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - C_{ог} (x_1 - x_0).$$

В связи с неопределенными динамическими свойствами образцового ТСП из его показаний с помощью сглаживания должна выделяться составляющая, пропорциональная постоянной силе, действующей на него:

$$P_{ог\text{пост}} = m_{ог} g - C_{ог} (x_{1\text{пост}} - x_{0\text{пост}}).$$

В качестве динамической погрешности воспроизведения переменной силы рассмотренным методом выбирается разность мгновенного значения силы, действующей в момент  $t_{min}$  на градуируемый ТСП и постоянной составляющей силы, действующей на образцовый ТСП:

$$\Delta P_g = P_{гг}(t_{min}) - P_{ог\text{пост}}, \quad \delta P_g = \frac{\Delta P_g}{P_{ог\text{пост}}} \cdot 100\%.$$

Эта погрешность имеет две составляющие:

$$\Delta P_g = \Delta P_{g1} + \Delta P_{g2},$$

первая из которых обусловлена пульсациями силы, прикладываемой к образцовому ТСП:  $\Delta P_{g2} = P_{og}(t_{min}) - P_{og\text{ пост}}$ , а вторая - инерционными свойствами элементов стенда:

$$\Delta P_{g2} = P_{rg}(t_{min}) - P_{og}(t_{min}).$$

Анализ полученных соотношений выполнен с помощью цифрового моделирования градуировочного стенда на микро-ЭВМ. При этом в качестве параметров модели образцового ТСП взяты параметры прецизионного универсального типа РМ 100 R<sub>n</sub> фирмы Schenck:

$$C_{og} = 6 \cdot 10^2 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}; \quad M_{og} = 0,28 \cdot 10^{-2} \frac{\text{кН}}{\text{мм/с}}; \quad m_{og} = 16 \text{ кг},$$

а в качестве параметров модели градуируемого ТСП использованы параметры универсального ТСП ДРС-10 производства Киевского механического завода:  $C_{rg} = 5 \cdot 10^2 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}; \quad M_{rg} = 0,19 \cdot 10^{-2} \frac{\text{кН}}{\text{мм/с}}; \quad m_{rg} = 11 \text{ кг}.$

Наибольший интерес представляет работа стенда в дорезонансном режиме, поэтому расчеты выполнены для 3-х дорезонансных частот нагружения - 10, 50, 100 Гц. Анализ результатов моделирования показывает, что при фиксированных частотах нагружения динамическая погрешность  $\delta P_g$  мало зависит как от жесткостей образцового и градуируемого ТСП, так и от жесткости подсоединительного узла градуируемого ТСП при достаточно большой ее величине, сопоставимой с жесткостью самого динамометра. Уменьшение жесткости гибкого звена  $C_{пр}$  приводит к снижению динамической погрешности в основном за счет убывания той ее составляющей  $\Delta P_{g1}$ , которая обусловлена колебаниями силы, воспринимаемой образцовым ТСП. Однако уменьшение этой жесткости возможно лишь до некоторого предела, определяемого как максимально допустимыми деформациями пружины, так и возможностью возникновения резонансных явлений в рабочем диапазоне частот стенда. Увеличение коэффициента вязкого трения гибкого звена путем введения демпфирования, дополнительного к конструкционному, нерационально, т.к. при малом трении погрешность практически не зависит от него, а при большом - резко возрастает в 5 + 10 раз. И, наконец, увеличение жестко-

сти и уменьшение массы силовоспринимающей рамы позволяет существенно уменьшить динамическую погрешность. Однако, эти требования противоречивы, поэтому здесь необходим выбор компромисного варианта.

Полученные зависимости дают возможность обоснованно выбирать параметры элементов градуировочного стенда, соответствующие минимально достижимым динамическим погрешностям градуировки. Так, для элементов градуировочного стенда с верхним пределом воспроизведения силы 100 кН выбраны следующие параметры:

$$\begin{array}{ll} C_{ш} = 8 \cdot 10^3 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}; & m_{ш} = 10 \text{ кг}; \\ C_{лр} = 10 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}; & m_{лр} = 20 \text{ кг}; \\ C_{р} = 5 \cdot 10^3 \frac{\text{кН}}{\text{мм}}; & m_{р} = 500 \text{ кг}. \end{array}$$

При этих параметрах путем моделирования получены зависимости динамической погрешности и ее составляющих от частоты. В частотном диапазоне от 0 до 300 Гц динамическая погрешность градуировки плавно возрастает от  $-0,08\%$  на 10 Гц,  $-0,36\%$  на 100 Гц,  $-1,3\%$  на 200 Гц до  $-3,6\%$  на 300 Гц. На более высоких частотах начинают сказываться резонансные явления из-за приближения частоты возбуждения к собственной частоте наиболее низкочастотного элемента стенда — упругого звена.

В настоящее время проводится проработка конструкции стенда и системы управления им, что позволит выполнить его экспериментальное исследование и оценить возможность включения полученной меры переменной силы в поверочную схему для средств измерения силы.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Вишенков А.С. Методы и средства аттестации, поверки и испытаний силоизмерительных приборов. - М.:Изд-во стандартов, 1985 .
2. Лупинский М.М. и др. Исследование динамических характеристик тензометрических датчиков переменных сил. /В сб.:Динамические измерения. Тезисы докладов 3-го Всесоюзного симпозиума. Л.: НПО "ВНИИМ им.Д.И.Менделеева", 1981, с.95-99.
3. Цибин Г.И., Степанов В.П. Способ динамической аттестации датчиков силы. /В сб.: Исследования в области механических и тепловых измерений. Труды СНИИМ, вып. I. Новосибирск: 1969, с.76-80.
4. Больших А.С. Динамическое градуирование и поверка силоизмерителей. - Измерительная техника, 1981, № 10, с.36-38.
5. Чаленко Н.С. Динамическая градуировка динамометров методом сравнения со статической силой. /В сб.:Точные измерения массы, силы, вязкости и плотности. Сборник научных трудов НПО "ВНИИМ им.Д.И.Менделеева", Л.: 1982, с.52-56.
6. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний М.: Высшая школа, 1972, 416 с.



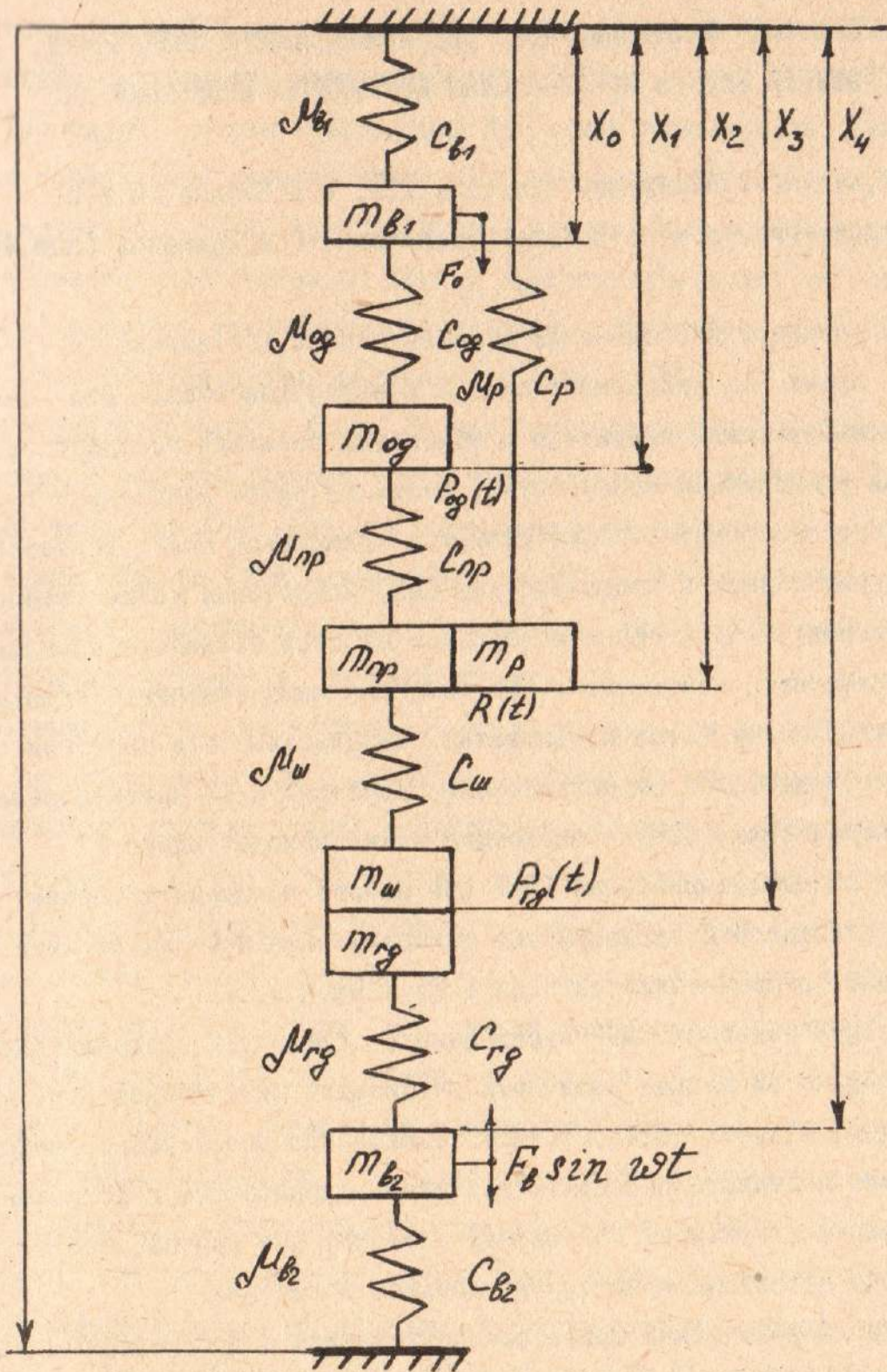


Рис. 1. Расчетная схема  
 градуировочного стенда