

Механическое оборудование
металлургических предприятий.
Контроль качества
металлопродукции

In the article there is examined the influence of loading speed, and also of the dynamic parameters of the hydraulic testing presser and inflexibility of the test sample on the results of statistic examinations of road fitment on compression.

Д. Н. АНДРИАНОВ, БНТУ, С. В. КОРНЕЕВ, ГТТУ им. П. О. Сухого

УДК 621.226:658.562.4

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ НАГРУЖЕНИЯ НА РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ДОРОЖНОЙ АРМАТУРЫ НА СЖАТИЕ

Создание и эксплуатация конструкционных материалов и изделий включает в себя целый комплекс исследований, в которых особое место занимают испытания по определению основных механических свойств. При испытаниях на сжатие и изгиб применяют испытательные прессы с гидравлическим приводом. При этом большое значение имеет точность проведения измерений, так как это в значительной мере определяет совокупную прочность, надежность и долговечность изделий.

Как показали ранее выполненные исследования [1, 2], параметры испытательного оборудования с гидравлическим приводом и режимы проведения испытаний оказывают влияние на точность определения основных механических свойств материалов и конструкций, причем погрешность при проведении статических испытаний на сжатие может значительно превосходить уровень погрешности, установленный ГОСТ 28840-90 на испытательные машины.

Согласно ГОСТ 8.065-85, проверка испытательных машин осуществляется при скоростях нагружения, близких к нулю. В то же время в ГОСТ 3634-99 [5] скорость нагружения при испытании дорожной арматуры значительно отличается от нуля, т. е. имеют место динамические процессы. Погрешность, возникающая при этом, может значительно превосходить величину в 2%, установленную ГОСТ для гидравлических испытательных прессов.

Для исследования динамических процессов, происходящих при испытаниях, была создана математическая модель системы «машина-образец».

Система «машина-образец» была разбита на две подсистемы: «силоизмеритель» и «нагружающее устройство», которое в свою очередь состоит из насосной установки и силовой части, состоящей из основания, рамы, а также нагружающего гидроцилиндра [3]. Каждая из этих подсистем вносит свою погрешность при проведении испытаний.

Далее была построена динамическая модель испытательного пресса с торсионным силоизмерителем, в которой части пресса представлены соответствующими динамическими параметрами. Динамическая модель приведена на рис. 1.

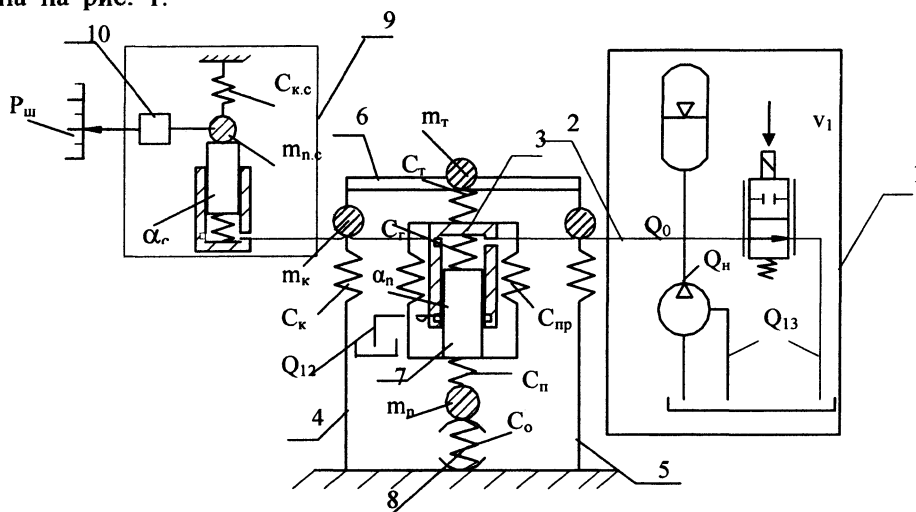


Рис. 1. Динамическая модель испытательного пресса с торсионным силоизмерителем: $m_{н.с.}$ – масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра, $H \cdot c^2/m$; α_r – коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе, $H \cdot c/m$; C_r – жесткость траверсы, H/m ; C_n – жесткость гидросистемы машины, приведенная к оси образца, H/m ; C_k – жесткость колонны, H/m ; Q_0 – подача насосной станции за вычетом утечки из-за прироста удельного давления, m^3/c ; α_n – коэффициент рассеивания энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной подушке, $H \cdot c/m$; $C_{п}$ – жесткость пружин, H/m ; C_n – жесткость плунжера, H/m ; m_n – приведенная масса плунжера, $H \cdot c^2/m$; C_0 – жесткость испытуемого образца, H/m ; m_r – приведенная масса траверсы, $H \cdot c^2/m$; m_k – приведенная масса колонны, $H \cdot c^2/m$

Испытательный пресс с гидравлическим приводом работает следующим образом.

На пульте управления оператор устанавливает определенную скорость нагружения v_1 , которая связана с подачей Q_n насосно-аккумуляторной станции 1. Рабочая жидкость подается по трубопроводу 2 к силовому гидроцилиндру 3. При этом нагрузка с силового гидроцилиндра через механические связи 4, 5, 6, 7 передается на испытуемое изделие 8. Сопrotивление изделия деформации обуславливает рост давления в гидросистеме. Рабочая жидкость под давлением поступает к гидроцилиндру силоизмерителя 9. Перемещение плунжера силоизмерительного гидроцилиндра через передаточный механизм 10 отображается в виде значения нагрузки на шкале $P_{ш}$. При возрастании давления увеличиваются утечки и перетечки в насосно-аккумуляторной станции Q_{13} , а также утечки в силовом гидроцилиндре Q_{12} , поэтому подача Q_0 будет меньше подачи насоса на величину этих утечек.

В исследуемой системе «машина-образец», рассматриваемой как система АУ, в качестве входного сигнала принята скорость движения плунжера v_1 , регулируемая на панели управления. В качестве выходного сигнала принято показание усилия на шкале силоизмерителя $P_{ш}$ и получена структурная схема (рис. 2) гидравлического испытательного пресса.

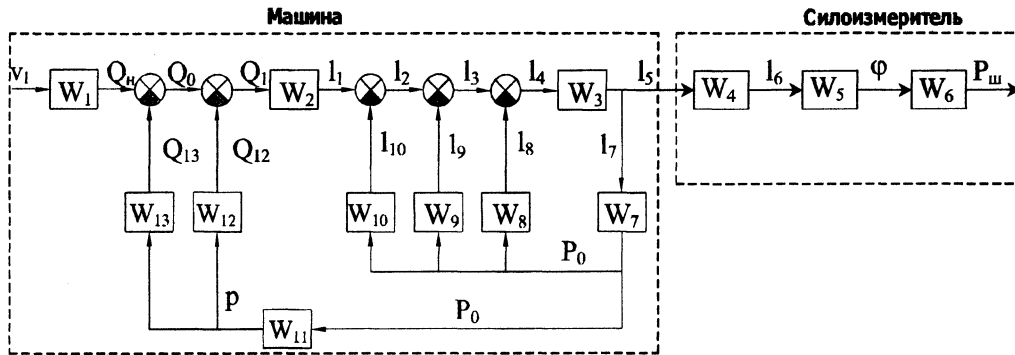


Рис. 2. Структурная схема системы «машина-образец»: W_1 – передаточная функция регулятора скорости движения активного захвата в операторной форме; W_2 – грузового цилиндра (интегрирующее звено); W_3 – входа в силоизмеритель; W_4 – силоизмерителя (колебательное звено); W_5 – угла закручивания тorsiона; W_6 – шкалы; W_7 – обратной связи от входа в силоизмеритель; W_8 – образца; W_9 – подвижных частей машины; W_{10} – рамы машины; W_{11} – перевода усилия на образце в давление в гидравлической системе; W_{12} – утечек в гидросистеме; W_{13} – изменения производительности насосной станции в зависимости от изменения давления (dQ/dP); l_1 – условное перемещение активного захвата, возможное при абсолютной жесткости системы «машина-образец» (силовой рамы, гидросистемы и т. д.), м; l_4 – условное перемещение активного захвата, которое вызывает перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м; l_5 – перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м; l_6 – уточненное перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м; l_7 – входное перемещение скалки силоизмерителя, м; l_8 – деформация образца, м; l_9 – приведенная к оси образца суммарная деформация гидросистемы и подвижных частей силовой рамы машины, м; l_{10} – суммарная, приведенная к оси образца деформация основания машины, м; p – удельное давление в гидросистеме машины, Н/м²; P_0 – нагрузка непосредственно на образце, Н; ϕ – угол закручивания тorsiона, рад

Процесс получения передаточных функций данной системы рассмотрен в [4]. С помощью методов ТАУ на основе данных передаточных функций отдельных звеньев схемы была получена общая передаточная функция системы, связывающая показания шкалы силоизмерителя с задаваемой оператором скоростью нагружения.

Общая передаточная функция имеет вид:

$$W_3 = \frac{P_{ш}(S)}{v_1(S)} = \frac{W_1 W_2 W_3 W_4 W_5 W_6}{1 + W_3 W_7 [W_2 W_{11} (W_{12} + W_{13}) + W_8 + W_9 + W_{10}]}$$

После подстановки всех передаточных функций получена следующая зависимость:

$$W_3 = \frac{K_d i}{S \left(\frac{m_4}{C_{k.c.}} S^2 + \frac{\alpha_4}{C_{k.c.}} S + 1 \right) \left[1 + C_{k.c.} i^2 \left(\frac{K_y + K_n}{S F_u^2} + \frac{1}{C_8} + \frac{1}{\left(\frac{m_9}{C_9} S^2 + \frac{\alpha_9}{C_9} S + 1 \right) C_9} + \frac{1}{C_{10}} \right)} \right]}$$

где i – отношение площади грузового цилиндра к площади силоизмерительного цилиндра; K_n – коэффициент, учитывающий диапазон измерения гидравлического испытательного пресса, Н/м; S – оператор дифференцирования, с⁻¹; α_4 – коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе, Н·с/м; α_9 – коэффициент рассеивания энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной

подушке, Н·с/м; m_4 – масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра, Н·с²/м; C_9 – жесткость подвижных частей пресса, Н/м; $F_{\text{ц}}$ – эффективная площадь силового цилиндра, м²; K_y – коэффициент утечек, м³/(Н·с); $K_{\text{п}}$ – коэффициент перетечек, м³/(Н·с); m_9 – масса подвижных частей машины, Н·с²/м; C_8 – жесткость образца, Н/М; C_{10} – жесткость неподвижных частей, Н/м.

Используя данную математическую модель, был проанализирован процесс проверки дорожной арматуры при помощи гидравлического испытательного пресса, состоящего из рамы, силового гидроцилиндра 100t PZA, а также торсионного силоизмерителя.

В результате проведенных исследований было показано, что динамическая погрешность при испытаниях тем больше, чем больше скорость нагружения. Также было определено, что жесткость образца тоже оказывает влияние на результаты испытаний, причем чем жестче образец, тем меньше динамическая погрешность.

Полученные результаты были применены к ГОСТ 3634-99 «Люки смотровых колодцев и дождеприемники ливнесточных колодцев» [5], который устанавливает технические требования, правила приемки, методы контроля и др. В зависимости от номинальной нагрузки люки и дождеприемники делятся на следующие типы (обозначение по EN 124): A15, B125, C125, D400, E600, соответственно номинальная нагрузка 15 кН, 125, 250, 400, 600 кН.

При испытаниях усилие пресса равномерно увеличивают со скоростью до 5 кН/с до достижения номинальной нагрузки. Испытательную нагрузку выдерживают не менее 30 с.

Таким образом, ГОСТ не вводится разделения скоростей нагружения в зависимости от номинальной нагрузки. В то же время для люка с номинальной нагрузкой 15 кН данная нагрузка достигнет своего значения при скорости нагружения в 5 кН/с за 3 с, а для люка с номинальной нагрузкой 600 кН – за 2 мин.

В результате проведенных исследований было определено влияние скорости нагружения и жесткости люка на погрешность измерения усилия. Например, при скорости нагружения 5 кН/с при испытании легких люков Л (A15) погрешность в 7 раз превосходит допустимую, а допустимая погрешность имеет место только при скорости нагружения $\leq 1,25$ кН/с.

В результате проделанной работы можно сделать вывод о имеющем место влиянии параметров испытательного оборудования и скорости нагружения на точность проведения испытаний по ГОСТ 3634-99.

Литература

1. Андрианов Д.Н., Андрианов Н.В. Экспериментальные методы исследования погрешностей при определении предела текучести сталей // Литье и металлургия, 2001. №4. С. 131–132.
2. Андрианов Д.Н., Андрианов Н.В. Аналитическая оценка влияния динамических параметров гидравлического привода испытательной машины на точность проведения испытаний // Литье и металлургия. 2002. №1. С. 56–63.
3. Корнеев С.В. Исследование динамики гидравлического испытательного пресса // Материалы III Международной НТК. Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого. 2003. С. 61–64.
4. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н. О динамической модели разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом // Весці НАН Беларусі, Сер. фіз-тэхн. навук. 1998. №2. С. 15–21.
5. ГОСТ 3634-99. Люки смотровых колодцев и дождеприемники ливнесточных колодцев. Мн.: Изд-во стандартов, 2002.