

## СРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ И СТАТИКИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ С ГРУЗОМ

Мандраков Е. А.

научный руководитель канд. техн. наук Никитин А. А.

*Сибирский федеральный университет*

Главным фактором, влияющим на надежность и долговечность навесного оборудования, являются высокие динамические нагрузки, которые в конечном итоге приводят к разрушению насосов, гидроцилиндров, направляющей и регулирующей гидроаппаратуры, а также металлоконструкций машины. Высокие динамические нагрузки в гидроприводе возникают в момент пуска гидросистемы машины и при переходных процессах.

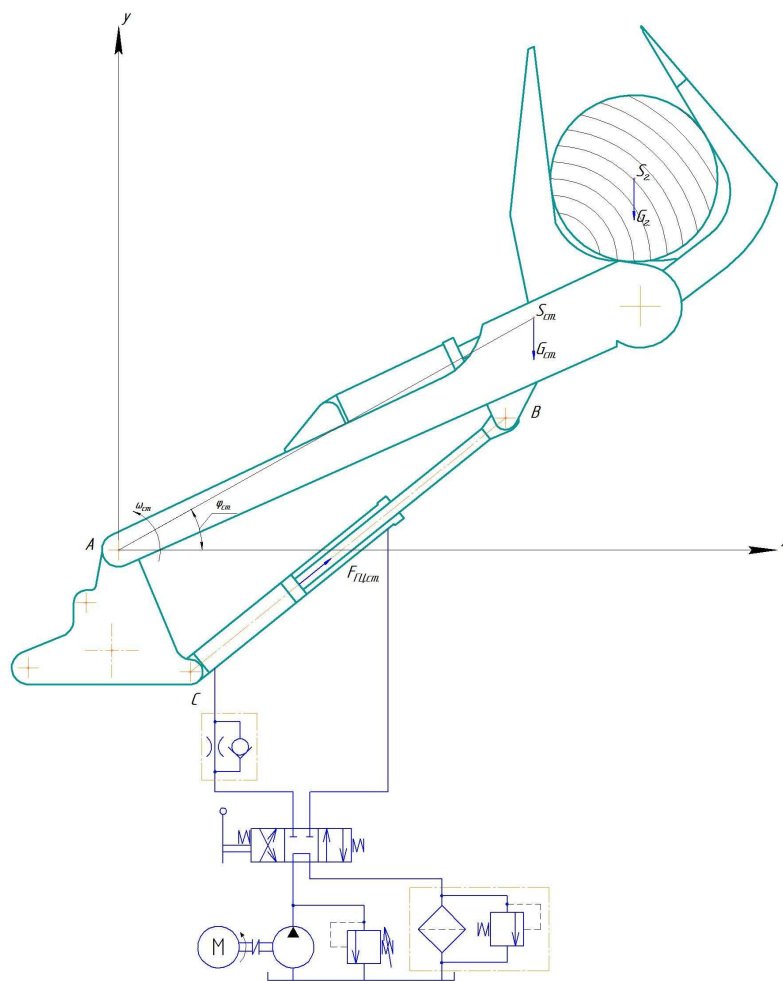


Рис. 1. Расчетная схема гидромеханического механизма подъема стрелы с грузом

$\varphi_{см.}$  - угол поворота стрелы;  $\omega_{см.}$  - угловая скорость стрелы; A - шарнир, относительно которого происходит поворот стрелы;  $F_{ГЦ.см.}$  - усилие, развиваемое гидроцилиндрами стрелы;  $S_{см.}$ ,  $S_z$  - центра масс соответственно стрелы и груза;  $G_{см.}$ ,  $G_z$  - веса соответственно стрелы и груза

Динамический расчет.

Закон движения механизма машинного агрегата формируется под действием сил, приложенных к его звеньям. При рассмотрении движения (подъема) стрелы учтены силы тяжести звеньев, силы давления и силы трения в гидроцилиндрах. Расчетная схема приведена на рис. 1.

Выполнив приведение сил и масс, механизм с одной степенью свободы можно заменить его динамической моделью. Эта модель имеет переменный приведенный момент инерции  $J_{\Sigma}^{np}$ , и к ней приложен суммарный приведенный момент  $M_{\Sigma}^{np}$ . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма

При составлении математической модели навесное оборудование рассматривается как плоский механизм. Так как большинство трубопроводов обладает большой жесткостью, их упругость не учитывается.

Математическую модель с учетом перечисленных выше допущений можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} M_{ГЦ.см.} - M_{G.см.} &= J_{np.см.} \cdot \frac{d\omega_{см.}}{dt} + \frac{\omega_{см.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np.см.}}{d\varphi_{см.}} \\ Q_0 - Q_{y.см.} - Q_{к.см.} - Q_{1см.} &= Q_{сж1см.}, \\ Q_{2см.} - Q_{сл.см.} &= Q_{сж2см.} \end{aligned} \quad (1)$$

где  $M_{ГЦ.см.}$  - момент развиваемый гидроцилиндрами стрелы;  $M_{G.см.}$  - момент внешних сил относительно точки поворота стрелы;  $J_{np.см.}$  - приведенный момент инерции к стреле;  $Q_0$  - подача насоса;  $Q_{y.см.}$  - расход, вызванный утечками рабочей жидкости при движении стрелы;  $Q_{к.см.}$  - расход жидкости через предохранительный клапан при движении стрелы;  $Q_{1см.}$ ,  $Q_{2см.}$  - расход жидкости соответственно, поступающей в поршневые полости и вытесняемой из штоковых полостей гидроцилиндров стрелы;  $Q_{сж1см.}$ ,  $Q_{сж2см.}$  - расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы;  $Q_{сл.см.}$  - расход жидкости в сливных трубопроводах гидроцилиндров стрелы.

Для расчета в программе MathCAD систему уравнений (1) представим в форме Коши:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi_{см.}}{dt} &= \omega_{см.} \\ \frac{d\omega_{см.}}{dt} &= \frac{1}{J_{np.см.}} \cdot \left( M_{ГЦ.см.} - M_{G.см.} - \frac{\omega_{см.}^2}{2} \cdot \frac{dJ_{np.см.}}{d\varphi_{см.}} \right) \\ \frac{dp_{1см.}}{dt} &= \frac{E_{ж1}}{W_{1см.}} \cdot (Q_0 - Q_{y.см.} - Q_{к.см.} - Q_{1см.}) \\ \frac{dp_{2см.}}{dt} &= \frac{E_{ж2}}{W_{2см.}} \cdot (Q_{2см.} - Q_{сл.см.}) \end{aligned} \quad (2)$$

где  $t$  - время;  $p_{1см.}$ ,  $p_{2см.}$  - давление соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы;  $E_{ж1}$ ,  $E_{ж2}$  - модуль объемной упругости рабочей жидкости соответственно в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров стрелы;  $W_{1см.}$ ,  $W_{2см.}$  - объем соответственно поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров стрелы, а также объем трубопроводов соединяющих эти полости с распределителем.

Статический расчет.

Формулу для расчета давления в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы в статике можно получить из уравнения моментов сил давления, действующих на поршень гидроцилиндра, а также веса стрелы и груза, относительно точки А  $M_{ГЦ.см.} - M_{G.см.} - M_{G.z.} = 0$ , в результате получим:

$$p_{см.i} = \frac{l_{см.i} \cdot G_{см.} + l_{z.i} \cdot G_{z.}}{l_{ГЦ.i} \cdot z \cdot S_{см.1}} \quad (3)$$

где  $l_{см.i}$ ,  $l_{z.i}$ ,  $l_{ГЦ.i}$  - плечо соответственно веса стрелы, груза и усилия развиваемого гидроцилиндрами стрелы,  $z$  - количество гидроцилиндров,  $S_{см.1}$  - рабочая площадь поршня гидроцилиндра стрелы.

Выводы.

Результаты расчёта зависимости давления в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы от угла поворота с учётом и без учёта инерционных сил приведены на рис. 2. Результаты расчёта показали существенное (до 37%) отличие давлений на начальном участке движения стрелы, полученных при динамическом и статическом расчёте.

Таким образом, при расчёте трубопроводов и гидрооборудования на прочность необходимо использовать данные динамического расчёта давлений.

$p_{см.}$ , Па

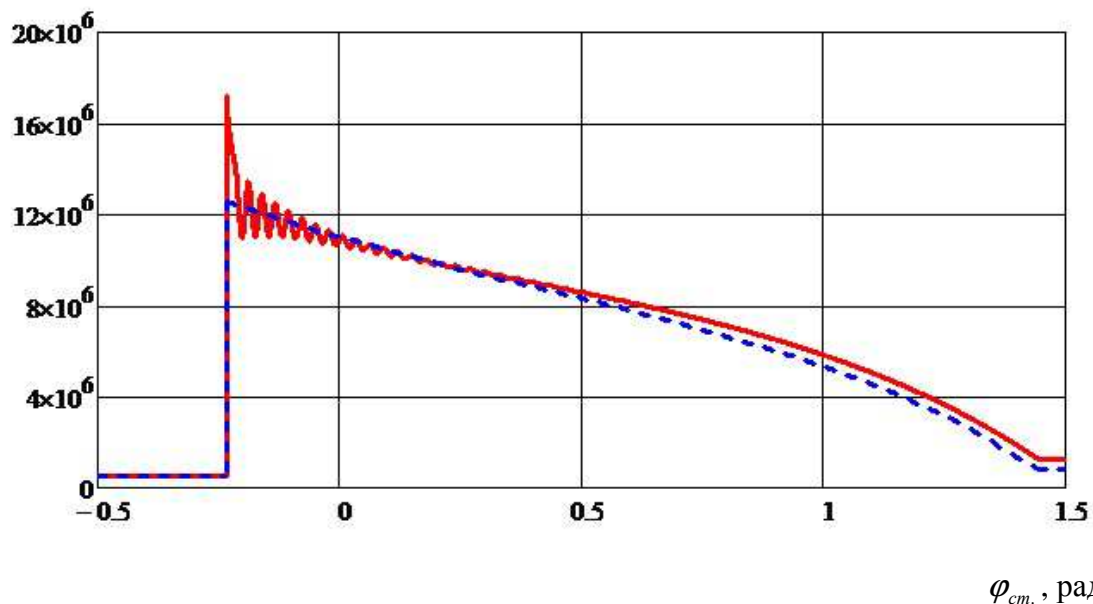


Рис. 2. Зависимость давления в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы от угла поворота,

где - динамический расчет;  
 - статический расчет