

УДК 621.22-226

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОКЛАПАНОВ С ПНЕВМОУПРАВЛЕНИЕМ

Ю.И. Железнякова, Д.Л. Стасенко

УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

В гидравлических системах мобильных и технологических машин для регулирования изменения скорости и направления потока рабочей жидкости применяют направляющие гидравлические клапаны. Динамические процессы в гидроприводе обуславливаются колебаниями давления и характером преодолеваемой нагрузки. Внутренние динамические процессы в самом гидроклапане, колебания элементов управления направляющей аппаратуры могут оказывать существенное влияние на его динамику и гидросистему в целом.

Целью исследования является определение особенностей проектирования гидроклапана с пневматическим управлением для исследования и оптимизации его частотных характеристик работы.

Объектом исследования является золотниковый направляющий гидроклапан со встроенным клапаном предохранительным MR100.T2. На рисунке 1 представлена конструкция модернизированного гидроклапана с принципиальной гидравлической схемой, где линия P – отверстие для подачи рабочей жидкости под давлением, A – отверстие для подключения к рабочему органу, T – линия слива рабочей жидкости в бак, a – линия для подачи сигнала управления, $KП$ – клапан предохранительный [1].

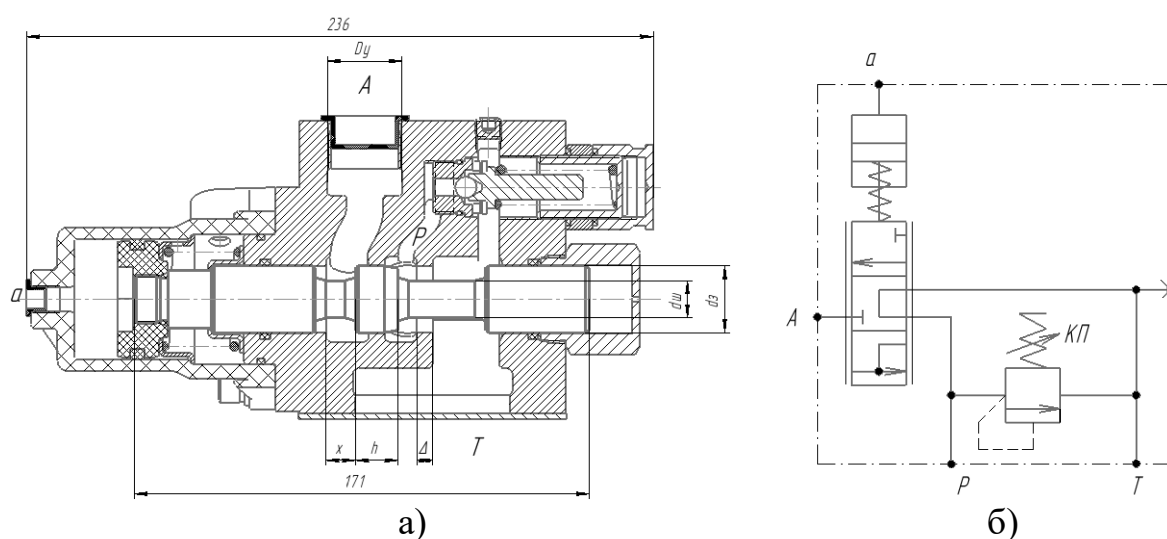


Рис. 1 – Гидроклапан MR100.T2: а) конструкция гидроклапана; б) схема гидравлическая принципиальная

При проектировании направляющих гидроклапанов определяются его конструктивные параметры (диаметры проходных каналов, диаметры пояска и шейки золотника, рабочий ход золотника и т.д.) [2], а также действующие на гидроклапан усилия.

Согласно гидравлической схеме и конструкции гидроклапана MR100.T2 (рис. 1) выполняется представление расчетной схемы запорно-регулирующего элемента, находящегося под действием сил нагружения (рис. 2).

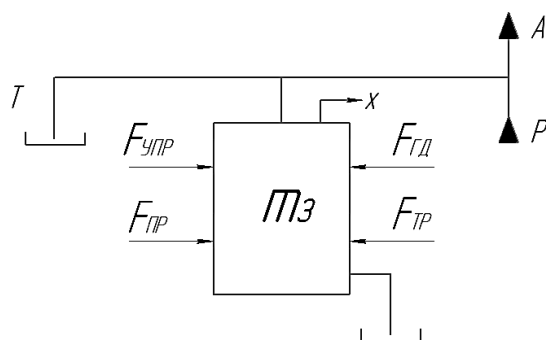


Рис. 2 – Расчетная схема золотника гидроклапана

Дифференциальное уравнение движения золотника отражает его равновесие под действием приложенных сил и определяется по выражению:

$$m_3 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{упр} + F_{пр} - F_{тр} - F_{гд}, \quad (1)$$

где m_3 – приведенная масса золотника.

x – перемещение золотника;

$F_{упр}$ – усилие управления;

$F_{пр}$ – сила сжатия пружины;

$F_{тр}$ – сила трения;

$F_{гд}$ – гидродинамическая осевая сила.

Сила трения определяется по выражению:

$$F_{тр} = F_{тр.п} + F_v = F_{тр.п} \cdot \text{sign} \frac{dx}{dt} + v \cdot \rho \cdot \frac{A_{\max}}{\varepsilon} \cdot \frac{dx}{dt},$$

где $F_{тр.п}$ – сила трения покоя;

F_v – сила трения со смазочным материалом.

v – кинематическая вязкость рабочей жидкости;

ρ – плотность рабочей жидкости;

v_3 – скорость движения золотника относительно гильзы (корпуса);

ε – зазор между золотником и корпусом гидроклапана.

Если пренебречь инерционностью жидкости внутри гидроклапана, гидродинамическую силу, действующую в каждом из окон гидроклапана и

стремящуюся вернуть золотник в нейтральное положение, можно определить по выражению:

$$F_{\text{гд}} = 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_3 \cdot x \cdot \cos\theta \cdot \Delta p,$$

где μ – коэффициент расхода жидкости;

θ – угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника;

Δp – потери давления на входе и выходе гидроклапана.

Усилие пружин, обеспечивающих принудительное возвращение золотника в нейтральную позицию:

$$F_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} \cdot (z + x),$$

где $c_{\text{пр}}$ – коэффициент жесткости пружин;

z – предварительный натяг пружины.

Основные исходные данные, принятые при расчетах: максимальный расход жидкости в гидроклапане $Q_{\text{max}} = 150$ л/мин; номинальное давление в системе $p_{\text{н}} = 16$ МПа; усилие управления $F_{\text{упр}} = p_{\text{у}} \cdot s_{\text{п}} = 180$ Н; давление управления $p_{\text{у}} = 0,5$ МПа; площадь поршня пневмоцилиндра $s_{\text{п}} = 0,38 \cdot 10^{-3}$ м²; угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника $\theta = 69^\circ$; жесткость пружины $c_{\text{пр}} = 12500$ Н/м; предварительный натяг пружины $z = 16$ мм.

Таким образом, уравнение движения золотника (1) принимает вид:

$$0,27 \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = 180 + 12500 \cdot (0,016 + x) - 50 \cdot \frac{dx}{dt} - 330 \cdot x. \quad (2)$$

С целью исследования и оптимизации частотных характеристик гидроклапана находится общая передаточная функция [2]. Для этого необходимо уравнение динамик золотника (2) с учетом встроенного в гидроклапан клапана предохранительного привести к операторному виду с помощью оператора Лапласа.

Для построения и анализа частотных характеристик в качестве входного сигнала подается возмущающее воздействие, в качестве выходного сигнала – положение золотника.

С использованием программы MathCAD выполнен расчет и получены графики частотных характеристик (рис. 3), позволившие отобразить отклик запорно-регулирующего элемента гидроклапана на гармоническое воздействие.

Амплитудно-частотная характеристика показывает, как пропускает система сигнал различной частоты. Оценка пропускания делается по отношению амплитуд выходной и входной величин. Фазочастотная характеристика показывает фазовые сдвиги, вносимые звеном на различных частотах. Модуль частотной передаточной функции

представляет собой четную функцию частоты, а фаза — нечетную функцию частоты.

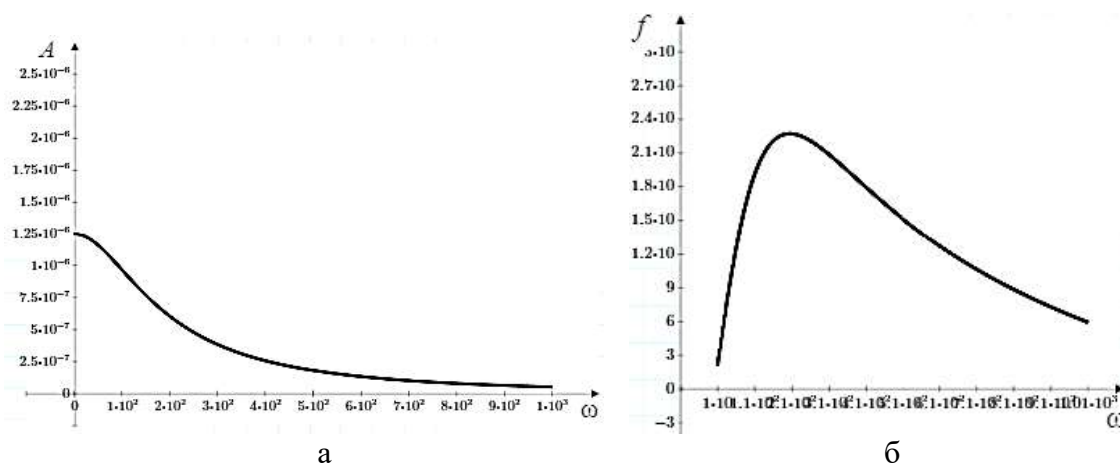


Рис. 3 – Частотные характеристики: а) амплитудная частотная характеристика; б) фазовая частотная характеристика

Вывод. Представлена методика проектирования гидроклапана на примере MR100.T2. Показаны частотные характеристики работы клапана при типовом воздействии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Железнякова Ю.И. Расчет золотникового гидрораспределителя с улучшенными динамическими характеристиками / Ю.И. Железнякова, Д.Л. Стасенко // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : XXII междунар. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, Гомель, 28-29 апр. 2022 г / Гомел. гос. техн. ун-т им. П.О. Сухого; редкол.: А.А. Бойко [и др.]. – Гомель, 2022. – С. 41 – 43.
2. Машиностроение. Энциклопедия [Текст]: [в 40 т.] Т. IV-2. Электропривод. Гидро- и виброприводы. [в 2-х кн.] Кн. 2. Гидро- и виброприводы / Д.Н. Попов, В.К. Асташев, А.Н. Густомясов и др.; под общ. ред. Д.Н. Попова, В.К. Асташева. – М.: Машиностроение, 2012. – 304 с.