

К выбору параметров агрегатов тормозной системы

Кишкевич П.Н., Тарбаев В.В.

Белорусский национальный технический университет

Для эффективного торможения прицепных средств, следующих в составе автопоезда, необходимо спроектировать гидравлический тормозной привод следящего действия. Применение тормозного крана со следящим действием в контуре гидропривода тормозов позволит обеспечить необходимое быстродействие тормозных цилиндров прицепа, а также синхронность торможения тягача и прицепа.

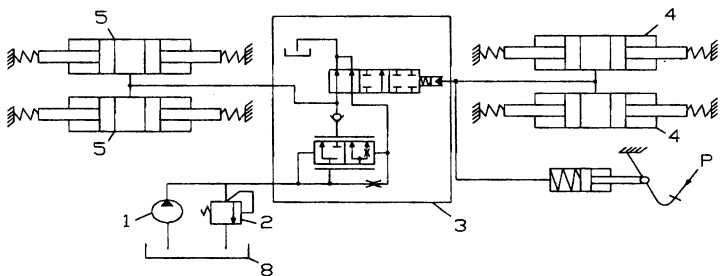


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода:

1-насос; 2-предохранительный клапан; 3-тормозной кран; 4-колесные цилиндры тягача; 5-колесные цилиндры прицепа; 6-главный тормозной цилиндр; 7-тормозная педаль; 8-бак

Гидравлический привод (рис. 1) является следящим с отрицательной обратной связью. Из конструктивных соображений выбираются: m -полная масса транспортного средства, кг; j_p -расчетное замедление автопоезда, m/c^2 ; r_k -радиусы колес, м; h_c -центр масс в нагруженном состоянии, м; a, b -расстояния от передней и задней осей колес соответственно, м.

Определяем нормальные реакции на колесах

$$R = \frac{gm_a}{n(a+b)} \left(b + \frac{j_p}{g} h_c \right), \text{ где } n\text{-число колес на оси } (n=2); g\text{-}$$

ускорение свободного падения, m/c^2 .

Тогда тормозная сила на колесо будет

$$T = \frac{j_p}{g} R, \text{ Н.}$$

Следовательно, тормозной момент на колесе

$$M_p = Tr_k, \text{ Нм.}$$

Сила на штоке тормозного цилиндра F (движущая сила) выбирается больше внешней нагрузке F_H (реактивная сила) т.е.

$$F \geq F_H = \frac{M_p}{r_k} + m_n \frac{dV_n}{dt}.$$

Площадь поршня A_n цилиндра определяется из равновесия сил, действующих на поршень

$$P_1 A_1 \eta - P_2 \left(A_n - \frac{\pi d^2}{4} \right) = P_1 A_1 \eta - P_2 A_2 = F_H + m_n \dot{V}_n = \frac{M_p}{r_k} + m_n \frac{dV_n}{dt},$$

где P_1, P_2 -давление в бесштоковой и штоковой полости цилиндра, Па; η -механический КПД цилиндра, принимают $\eta = 0,85 \dots 0,95$; d -диаметр штока, м; P_H - сила нагрузки, приведенная к поршню, Н; $A_n = A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$, m_n -приведенная

масса к поршню, кг; $\frac{dV_n}{dt}$ -ускорение поршня, м/с².

Сила трения R_o в цилиндре учитывается механическим КПД

$$\eta = 1 - \frac{R_o}{P_1 A_1}.$$

Тогда необходимая площадь поршня будет

$$A_n = A_1 = \frac{F_H + m_n \frac{dV_n}{dt} - P_2 \frac{\pi d^2}{4}}{P_1 \eta - P_2} = \frac{\frac{M_p}{r_k} + m_n \frac{dV_n}{dt} - P_2 \frac{\pi d^2}{4}}{P_1 \eta - P_2}.$$

Определение инерционных и приведенных к поршню сил часто представляет большие затруднения, поэтому для статического расчета вводят коэффициент запаса по нагрузке σ , равный $\sigma = 1,2 \dots 1,6$.

$$P_1 A_1 \eta - P_2 A_2 = \sigma F_H, \text{ где } A_2 = A_n - \frac{\pi d^2}{4}; \sigma = 1 + m_n \frac{dV_n}{dt} / F_H.$$

В этом случае площадь поршня имеет вид

$$A_n = A_1 = \frac{\sigma \frac{M_p}{r_k} - P_2 \frac{\pi d^2}{4}}{P_1 \eta - P_2}.$$

В литературе [1] приводится, что при максимальном КПД привода, полезная мощность при нагрузке максимальна.

$P_1 - P_2 = \frac{2}{3}(P_H - P_{сл})$, где P_H - давление в нагнетательной магистрали насоса, $P_H = 16$ МПа; $P_{сл}$ - давление в сливной магистрали, соединяющей тормозной кран с баком.

Для статического расчета принимают $P_{сл} = 0$; $P_2 = 0,05 P_H$. При этом допущении значение $P_1 = 0,72 P_H$. При подстановке значений давлений, получим расчетную площадь поршня гидроцилиндра тормоза.

В режиме отгормаживания выражение для определения площади поршня гидроцилиндра запишется в виде

$$P_2 \left(A_n - \frac{\pi d^2}{4} \right) \eta - P_1 A_n = \sigma F_H.$$

Чтобы обеспечить рабочее давление P_1 и P_2 в тормозном гидроцилиндре при резком торможении, необходимо выбрать достаточные проходные сечения тормозного крана A_3 и трубопроводов A_T . [2] С учетом потерь давления в гидрوليнии рабочее давление в тормозном цилиндре P_1 и P_2 определится

$P_1 = P_H - \Delta P_3 - \Delta P_T$, $P_2 = \Delta P_T - \Delta P_3 + \Delta P_{сл}$, где ΔP_3 - потери давления в тормозном кране; ΔP_T - потери давления в трубопроводе. Эти потери определяются по методике, приведенной в [3]. По полученным значениям потерь давления, определяют проходные сечения тормозного крана и трубопроводов.

Литература

1. Метлюк, Н.Ф. Расчет и проектирование гидравлических следящих приводов и их элементов. Мн.: БГПА, 1993.
2. Тарбаев, В.В. Реализация механической характеристики желаемого вида гидропривода с дроссельным регулированием. // Сб. ГГТУ. -2004. -С.23-26.
3. Башта, Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. //М. "Машиностроение", 1982.