

УДК 62-82:681.581.5

А.В. Лагерева, Е.А. Лагерева

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА ПОРШНЕВОГО ТИПА КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК МНОГОЦЕЛЕВЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Сформулирована и решена задача условной нелинейной оптимизации при проектировании гидравлических механизмов поворота поршневого типа минимального веса крано-манипуляторных установок многоцелевых грузоподъемных машин.

Ключевые слова: многоцелевые машины, крано-манипуляторные установки, механизм поворота, поршневой тип, оптимизация, минимальный вес.

Гидравлические механизмы поршневого типа широко применяются при создании поворотных устройств различных типов подъемно-транспортной техники. На их основе разработаны поворотные гидродвигатели универсального применения, специализированные модули поворота манипуляторов и промышленных роботов, ориентирующие и направляющие устройства, а также гидравлические механизмы поворота колонн крано-манипуляторных установок многоцелевых мобильных транспортно-технологических машин [1-4].

Это связано с рядом специфических технических достоинств поршневых механизмов, таких как простота конструкции, изготовления и эксплуатации, ремонтпригодность, надежность в условиях эксплуатации, возможность поворота более чем на 360° . По сравнению с шиберными механизмами поворота у поршневых конструктивно более эффективно организована система герметизации зазоров как между полостями высокого и низкого давления внутри гидроцилиндров, так и с окружающей средой. Поэтому поворотные механизмы поршневого типа используются при давлениях рабочей жидкости до 32 МПа и выше [5].

Конструкции и расчетные схемы типичных поворотных механизмов поршневого типа с обозначением характерных конструктивных размеров приведены на рис. 1. При их проектировании оптимизацию целесообразно направить на минимизацию массогабаритных показателей [6; 7], так как мощный поворотный механизм поршневого типа имеет существенный вес.

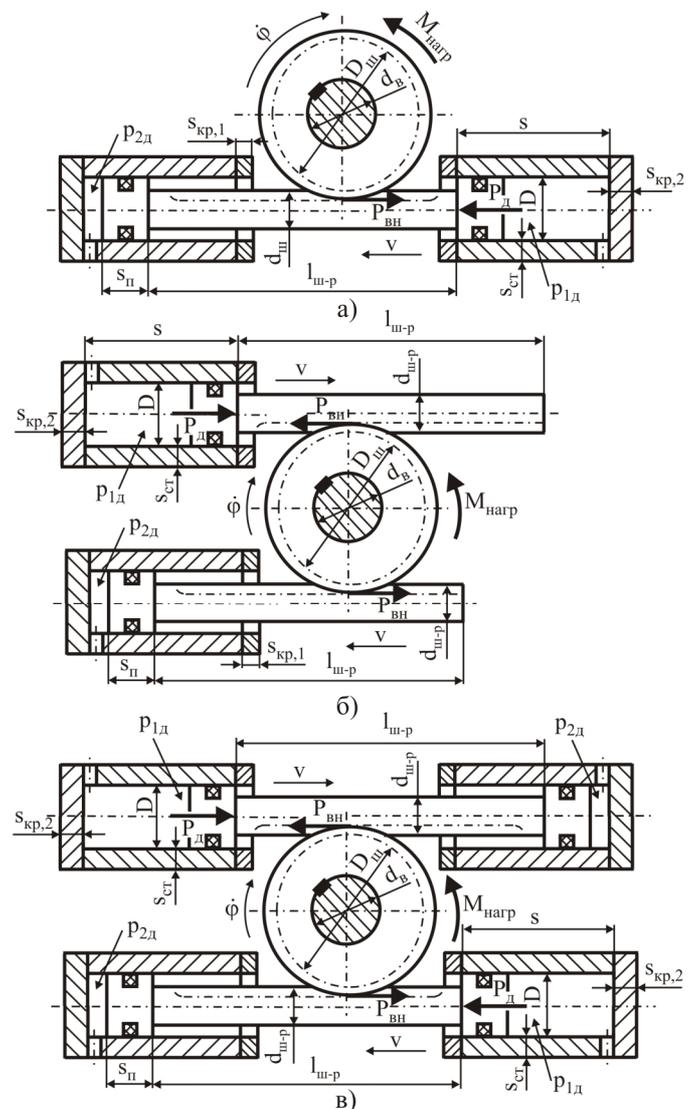


Рис. 1. Конструкция гидравлического механизма поворота поршневого типа: а, б - двухпоршневого; в - четырехпоршневого

Целевая функция (полная масса механизма) складывается из ряда слагаемых - масс его отдельных конструктивных элементов, которые выражаются соотношениями:

- масса цилиндрического корпуса гидроцилиндра

$$M_{\kappa} = \pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S S_{cm};$$

- масса торцевой крышки гидроцилиндра с отверстием

$$M_{кр1} = \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр1} / 4;$$

- масса глухой торцевой крышки гидроцилиндра

$$M_{кр2} = \pi \rho_{кр} (D + 2S_{cm}) S_{кр2} / 4;$$

- масса поршня

$$M_n = \pi \rho_n S_n D^2 / 4;$$

- масса штока-рейки

$$M_{ш-р} = \pi \rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 4;$$

- масса выходного вала

$$M_{\epsilon} = \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} / 4;$$

- масса крепежных деталей (шпилек) гидроцилиндра

$$M_{\kappa\delta} = \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (S + S_{кр1} + S_{кр2}) n_{\kappa\delta} / 4;$$

- масса шестерни

$$M_{ш} = \pi \rho_{ш} D_{ш}^2 H_{ш} / 4;$$

- масса рабочей жидкости внутри гидроцилиндра

$$M_{ж} = \pi \rho_{ж} D^2 (S - S_n) / 4,$$

где $\rho_{\kappa}, \rho_{кр}, \rho_n, \rho_{ш-р}, \rho_{\epsilon}, \rho_{\kappa\delta}, \rho_{ш}, \rho_{ж}$ - плотность материала корпуса, торцевых крышек, поршня, штока-рейки, выходного вала, крепежных деталей, шестерни, рабочей жидкости соответственно; D - внутренний диаметр гидроцилиндра; $D_{ш}$ - диаметр делительной окружности шестерни; $S_{cm}, S_{кр1}, S_{кр2}$ - толщина стенки корпуса, торцевой крышки с отверстием и глухой торцевой крышки; S_n - толщина поршня; S - ход поршня; $d_{\epsilon}, d_{ш-р}, d_{\kappa\delta}$ - диаметр выходного вала, штока-рейки, крепежных деталей; $l_{\epsilon}, l_{ш-р}$ - длина выходного вала и штока-рейки; $n_{\kappa\delta}$ - количество крепежных деталей; $H_{ш}$ - ширина шестерни.

Общая масса механизма:

- двухпоршневого (рис. 1а):

$$M = 2(M_{\kappa} + M_{кр1} + M_{кр2} + M_n + M_{\kappa\delta} + M_{ж}) + M_{ш-р} + M_{\epsilon} + M_{ш} = 2\pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S S_{cm} + \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр1} / 2 + \pi \rho_{кр} (D + 2S_{cm}) S_{кр2} / 2 + \pi \rho_n S_n D^2 / 2 + \pi \rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 4 + \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (S + S_{кр1} + S_{кр2}) n_{\kappa\delta} / 2 + \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} / 4 + \pi \rho_{ш} D_{ш}^2 H_{ш} / 4 + \pi \rho_{ж} D^2 (S - S_n) / 2;$$

- двухпоршневого (рис. 1б):

$$M = 2(M_{\kappa} + M_{кр1} + M_{кр2} + M_n + M_{\kappa\delta} + M_{ж} + M_{ш-р}) + M_{\epsilon} + M_{ш} = 2\pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S S_{cm} + \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр1} / 2 + \pi \rho_{кр} (D + 2S_{cm})^2 S_{кр2} / 2 + \pi \rho_n S_n D^2 / 2 + \pi \rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 2 + \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (S + S_{кр1} + S_{кр2}) n_{\kappa\delta} / 2 + \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} / 4 + \pi \rho_{ш} D_{ш}^2 H_{ш} / 4 + \pi \rho_{ж} D^2 (S - S_n) / 2;$$

- четырехпоршневого (рис. 1в):

$$M = 4(M_{\kappa} + M_{кр1} + M_{кр2} + M_n + M_{\kappa\delta} + M_{ж}) + 2M_{ш-р} + M_{\epsilon} + M_{ш} = 4\pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S S_{cm} + \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр1} + \pi \rho_{кр} (D + 2S_{cm})^2 S_{кр2} + \pi \rho_n S_n D^2 + \pi \rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 2 + \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (S + S_{кр1} + S_{кр2}) n_{\kappa\delta} + \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} / 4 + \pi \rho_{ш} D_{ш}^2 H_{ш} / 4 + \pi \rho_{ж} D^2 (S - S_n).$$

Анализ выражений для расчета значения M позволяет сделать вывод о том, что масса механизма поворота поршневого типа зависит от тринадцати конструктивных размеров ($D, D_{uu}, S_{cm}, S_{kp1}, S_{kp2}, S_n, S, d_e, d_{u-p}, d_{\kappa\delta}, l_e, l_{u-p}, H_{uu}$) и одного количественного параметра ($n_{\kappa\delta}$). Однако только два из них являются независимыми: внутренний диаметр D гидроцилиндра и диаметр шестерни D_{uu} . Для определения размеров и, соответственно, массы зубчатой передачи существенное значение имеет также величина модуля шестерни m_{uu} . Поэтому из указанных размеров и целесообразно сформировать вектор управляемых параметров вида

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{D \ D_{uu} \ m_{uu}\}.$$

Остальные размеры и параметр либо являются фиксированными, так как определяются конструкцией передаточного механизма и величиной эксплуатационной нагрузки (d_e, l_e), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D и D_{uu} по следующим формулам [5]:

- толщина стенки корпуса

$$S_{cm} = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + 1,25 p_{1\delta} (1 - 2\mu)}{[\sigma]_p - 1,25 p_{1\delta} (1 + \mu)}} - 1 \right);$$

- толщина торцевой крышки (плоской с центральным отверстием)

$$S_{kp1} = 0,55D \left[0,829 - 0,289 \left(\frac{d_e}{D} \right) - 0,778 \left(\frac{d_e}{D} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{p_{1\delta}}{[\sigma]_p}};$$

- толщина глухой торцевой плоской крышки

$$S_{kp2} = 0,55D \sqrt{p_{1\delta} / [\sigma]_p};$$

- диаметр штока-рейки

$$d_{u-p} = k_d D;$$

- толщина поршня

$$S_n = 0,25D;$$

- длина корпуса гидроцилиндра

$$S = 0,6 D_{uu} [\varphi] + S_n;$$

- длина штока-рейки

$$l_{u-p} = 1,8 \left\{ (D + 2S_{cm} + 4d_{\kappa\delta} - d_{u-p}) [D_{uu} - 0,75(D + 2S_{cm} + 4d_{\kappa\delta} - d_{u-p})] \right\}^{0,5} + 0,5 D_{uu} [\varphi] + 2S_{kp1};$$

- ширина шестерни

$$H_{uu} = \begin{cases} \psi_{bm} m_{uu}, & |d_{u-p} - \psi_{bm} m_{uu}| < |d_{u-p} - \psi_{bd} D_{uu}|, \\ \psi_{bd} D_{uu}, & |d_{u-p} - \psi_{bm} m_{uu}| > |d_{u-p} - \psi_{bd} D_{uu}|, \end{cases}$$

- ориентировочное количество крепежных деталей

$$n_{\kappa\delta} = \pi (D + 2S_{cm}) / \Delta t_{\delta};$$

- минимальный внутренний диаметр резьбы крепежных деталей

$$d_{\kappa\delta} = 2,8 \sqrt{\frac{(D + 2S_{cm}) S_{cm} ([q] + 1,25 m p_{1\delta})}{n_{\kappa\delta} [\sigma]_{p\delta}}};$$

- длина выходного вала

$$l_e = 3H_{uu} + l_{xe},$$

- диаметр выходного вала

$$d_6 = 2 \sqrt[3]{\frac{2k_{mp}M_{нагр}}{\pi[\tau]}};$$

где $[\sigma]_p$ - допустимое напряжение на разрыв материала стенки; μ - коэффициент Пуассона; $p_{1\delta}$ - наибольшее рабочее давление жидкости в механизме; $p_{2\delta}$ - давление жидкости в холостой полости механизма; k_d - коэффициент диаметра штока, определяемый в зависимости от рабочего давления жидкости [5]; $[\varphi]$ - максимальный угол поворота, регламентируемый техническим заданием на проектирование механизма поворота; ψ_{bm} , ψ_{bd} - коэффициенты ширины колеса (рекомендуется [8]: для прямозубых колес $\psi_{bm} = 6...10$, для колес высокой твердости $\psi_{bd} = 0,4...0,9$); $p_{проб}$ - пробное давление (рекомендуется $p_{проб} = 1,25p_{1\delta}$); Δt_δ - шаг расстановки крепежных элементов [5]; $[\sigma]_{p\delta}$ - допустимое напряжение на разрыв материала крепежной детали [5]; $[q]$ - допустимое давление для плоских прокладок уплотнения стыка корпуса с крышкой [5]; m - прокладочный коэффициент [5]; k_{mp} - коэффициент учета усилия трения в уплотнениях механизма (рекомендуется $k_{mp} = 1,04...1,08$); $M_{нагр}$ - статический крутящий момент сопротивления повороту со стороны полезной нагрузки; $[\tau]$ - допустимое напряжение на кручение валов из конструкционных сталей (рекомендуется $[\tau] = 12...20$ МПа [8]); $l_{xв}$ - длина хвостовика выходного вала.

Указанные размеры и параметр являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор

$$\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_2 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10} \ z_{11} \ z_{12}\} = \\ = \{S_{cm} \ S_{kp1} \ S_{kp2} \ S_n \ S \ d_{ш-p} \ d_6 \ d_{к\delta} \ l_{ш-p} \ l_6 \ H_{ш} \ n_{к\delta}\}.$$

Окончательно задача оптимизации гидравлического механизма поворота поршневого типа сводится к минимизации одной из целевых функций в зависимости от конструктивного варианта проектируемого механизма:

- двухпоршневого (рис. 1а):

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = 2\pi\rho_k(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2/2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2z_3/2 + \pi\rho_n x_1^2 z_4/2 + \\ + \pi\rho_{к\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12}/2 + \pi\rho_{ш-p} z_9 z_6^2/4 + \pi\rho_6 z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{ш} x_2^2 z_{11}/4 + \pi\rho_{жс} x_1^2(z_5 - z_4)/2; \quad (1)$$

- двухпоршневого (рис. 1б):

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = 2\pi\rho_k(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2/2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2z_3/2 + \pi\rho_n x_1^2 z_4/2 + \\ + \pi\rho_{к\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12}/2 + \pi\rho_{ш-p} z_9 z_6^2/2 + \pi\rho_6 z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{ш} x_2^2 z_{11}/4 + \pi\rho_{жс} x_1^2(z_5 - z_4)/2; \quad (2)$$

- четырехпоршневого (рис. 1в):

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = 4\pi\rho_k(x_1 + z_1)z_5z_1 + \pi\rho_{kp}[(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2]z_2 + \pi\rho_{kp}(x_1 + 2z_1)^2z_3 + \pi\rho_n x_1^2 z_4 + \\ + \pi\rho_{к\delta} z_8^2(z_5 + z_2 + z_3)z_{12} + \pi\rho_{ш-p} z_9 z_6^2/2 + \pi\rho_6 z_7^2 z_{10}/4 + \pi\rho_{ш} x_2^2 z_{11}/4 + \pi\rho_{жс} x_1^2(z_5 - z_4). \quad (3)$$

При этом должны выполняться ограничения в форме неравенств, выражающие:

- конструктивные условия

$$x_1 \geq 0; \quad x_2 \geq 0; \quad x_2 - 0,75(x_1 + 2z_1 - z_6) \geq 0; \quad z_{11} - 0,7z_6 \geq 0; \quad z_5 - 0,5x_2[\varphi] - z_4 \geq 0;$$

$$k_{ш}^{\max} - x_1/x_2 \geq 0; \quad k_{ш}^{\max} - x_2/x_1 \geq 0;$$

$$2z_6 - z_{11} \geq 0 \quad (4)$$

(для схем на рис. 1б, вводится дополнительное условие $x_2 - 1,2(x_1 - 2z_1) \geq 0$);

- условие использования величин модулей, рекомендуемых для силовых зубчатых передач,

$$x_3 - 0,0015 \geq 0; \quad 0,09 - x_3 \geq 0;$$

- условие размещения минимального числа зубьев шестерни

$$x_2 - x_3 z_{\min} \geq 0; \tag{5}$$

- условие размещения крепежных элементов

$$\pi(x_1 + 2z_1 + z_8) - 2z_8 z_{12} \geq 0;$$

- условие обеспечения рекомендуемой ширины штока-рейки вдоль делительной прямой

$$10x_3 - 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} \geq 0; \quad 2\sqrt{x_3(z_6 - x_3)} - 2x_3 \geq 0;$$

- условие изготовления вала-шестерни минимального диаметра

$$x_2 - 8,5x_3 - z_7 \geq 0;$$

- условие прочности зубьев на контактную выносливость с целью предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев шестерни или рейки

$$\frac{\sigma_{H \lim \epsilon}}{S_H} - 6,86 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{n_n x_2^2 x_3}} \geq 0; \tag{6}$$

- условие прочности зубьев на контактную прочность при действии максимальной нагрузки для предотвращения остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев шестерни или рейки

$$\sigma_{HP \max} - 6,86 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{k_{неп} k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{n_n x_2^2 x_3}} \geq 0;$$

- условие прочности зубьев на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев шестерни или рейки

$$\frac{\sigma_{F \lim \epsilon}^o}{S_F} - 10,0 \frac{k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{n_n x_2 x_3^2} \geq 0; \tag{7}$$

- условие прочности зубьев при изгибе максимальной нагрузкой с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев шестерни или рейки

$$\frac{\sigma_{F \lim M}}{S_{FM}} - 10,0 \frac{k_{неп}^{\max} k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{n_n x_2 x_3^2} \geq 0;$$

- условие прочности зубьев на малоцикловую выносливость при изгибе с целью предотвращения излома зубьев шестерни или рейки от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении

$$0,9 \frac{\sigma_{F \lim L}}{S_{FL}} - 2,52 \frac{k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{n_n x_2 x_3^2} \geq 0;$$

- условие обеспечения статической прочности рейки при внецентренном приложении продольной осевой нагрузки

$$[\sigma]_p - \frac{P_{вн}}{A_{ш-p}} \left[1 + \frac{x_2(x_2 - 2x_3)}{4i_{\min}^2} \right] \geq 0;$$

- условие обеспечения усталостной прочности рейки

$$\frac{\sigma_{-1}}{K} - \frac{P_{вн}}{A_{ш-p}} \left[1 + \frac{x_2(x_2 - 2x_3)}{4i_{\min}^2} \right] \geq 0;$$

- условие обеспечения устойчивости штока-рейки на продольный изгиб под действием сжимающего осевого усилия

$$\sigma_{кр} - P_{вн} / A_{ш-p} \geq 0; \tag{8}$$

- условие обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 4 \sqrt{\frac{k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр}}{\pi n_n x_2 [p_{1\partial} - (1 - k_d^2) p_{2\partial}]}} \geq 0;$$

- условие обеспечения плавности движения штока-рейки

$$x_1 - x_2 [\dot{\varphi}] / 36 \geq 0;$$

- условие обеспечения скорости установившегося движения

$$16Q / \pi n_n x_1^2 x_2 - [\dot{\varphi}] \geq 0;$$

- условие ограничения углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - \frac{1}{J_u} \left\langle \frac{\pi n_n x_1^2 x_2}{16} \left\{ p_{1\partial} - [1 - (z_6 / x_1)^2] p_{2\partial} \right\} - k_{mp} \eta_{нк} M_{нагр} \right\rangle \geq 0,$$

где z_{\min} - минимальное число зубьев (для некорректированных передач $z_{\min} = 17$); k_{zu}^{\max} - максимально допустимое соотношение размеров D / D_u ; σ_T - предел текучести; σ_{-1} - предел выносливости материала рейки; $\sigma_{H \lim \epsilon}$ - допускаемое контактное напряжение в зависимости от вида упрочняющей обработки [9]; $\sigma_{HP \max}$ - допускаемое предельное контактное напряжение в зависимости от вида упрочняющей обработки [9]; $\sigma_{F \lim \epsilon}^o$ - базовый предел выносливости материала зубьев в зависимости от вида упрочняющей обработки [9]; $\sigma_{F \lim M}$ - предельное напряжение при изгибе, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, в зависимости от вида упрочняющей обработки [9]; $\sigma_{F \lim L}$ - исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоциклового усталости, в зависимости от вида упрочняющей обработки [9]; S_H, S_F, S_{FM}, S_{FL} - коэффициенты безопасности при расчете на контактную выносливость, выносливость при изгибе, прочность при изгибе максимальной нагрузкой, малоцикловую выносливость (рекомендуется $S_H = 1,1 \dots 1,2$; $S_F = 1,6 \dots 2,2$; $S_{FM} = 1,75$; $S_{FL} = 1,55$ или $1,75$ [9]); K - коэффициент снижения предела выносливости материала рейки (ориентировочно $K = 3,3 \dots 3,5$); $k_{неп}$ - коэффициент перегрузки по преодолеваемому крутящему моменту на выходном валу гидродвигателя; $k_{неп}^{\max}$ - коэффициент перегрузки по наибольшему за срок службы преодолеваемому крутящему моменту; $\eta_{нк}$ - коэффициент полезного действия подшипников качения выходного вала; $P_{вн}$ - сжимающее осевое усилие, возникающее в штоке-рейке при повороте; A_{u-p} - площадь поперечного сечения нарезанной части штока-рейки; $[\sigma]_p$ - допустимое напряжение на разрыв материала рейки; $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение в штоке-рейке при потере устойчивости; $[\dot{\varphi}]$, $[\ddot{\varphi}]$ - установившаяся угловая скорость и угловое ускорение при разгоне выходного вала, регламентируемые техническим заданием на проектирование механизма поворота; Q - расход рабочей жидкости в механизме поворота; J_u - момент инерции вращающихся масс, приведенный к выходному валу механизма поворота; n_n - число поршней.

Проверка выполнения условия обеспечения устойчивости штока-рейки в соответствии с зависимостью (8) требует расчета ряда вспомогательных величин. Геометрические характеристики поперечного сечения нарезанной части штока-рейки приближенно можно оценить с помощью следующих зависимостей:

- площадь

$$A_{u-p} \approx \frac{\pi d_{u-p}^2}{4} - \frac{8m_u}{15} \left[3\sqrt{2m_u(d_{u-p} - 2m_u)} + 2\sqrt{m_u(d_{u-p} + 2m_u)} \right];$$

- момент инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$J_{\min} \approx \frac{\pi d_{u-p}^4}{64} - \frac{m_{uu}^3}{6} \sqrt{2m_{uu}(d_{u-p} - 2m_{uu})} - \frac{4m_{uu}(d_{u-p} - 2m_{uu})^2}{15} \left[3\sqrt{2m_{uu}(d_{u-p} - 2m_{uu})} + 2\sqrt{m_{uu}(d_{u-p} + 2m_{uu})} \right];$$

- радиус инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / A_{u-p}}.$$

Гибкость штока-рейки:

- для гидродвигателей схем, представленных на рис. 1а, в,

$$\lambda = \frac{1,2}{i_{\min}} \sqrt{D_{uu}^2 - (D_{uu} - D - 2S_{cm} + d_{u-p})^2};$$

- для гидродвигателей схемы, представленной на рис. 1б,

$$\lambda = \frac{4,8}{i_{\min}} \sqrt{D_{uu}^2 - (D_{uu} - D - 2S_{cm} + d_{u-p})^2}.$$

Критическое напряжение в штоке-рейке при потере устойчивости определяется его гибкостью:

$$\sigma_{кр} = \begin{cases} \pi^2 E / \lambda^2, & \lambda \geq \pi \sqrt{E / \sigma_{nc}}; \\ a - b\lambda, & \pi \sqrt{E / \sigma_T} \leq \lambda < \pi \sqrt{E / \sigma_{nc}}, \end{cases}$$

где E - модуль упругости материала штока-рейки; σ_{nc} - предел пропорциональности материала штока-рейки; a, b - коэффициенты, определяемые в зависимости от материала штока-рейки [10].

Величина сжимающего осевого усилия в штоке-рейке составляет

$$P_{en} = \frac{4k_{mp}\eta_{нк}M_{нагр}}{n_n D_{uu}}.$$

Для нахождения минимума целевых функций (1-3) следует использовать один из прямых методов оптимизации [11]. При учете ограничений, связанных с прочностью зубьев, необходимо принимать во внимание тот элемент зубчатой передачи (шестерню или шток-рейку), который имеет меньшие прочностные механические характеристики.

На рис. 2 и 3 представлены результаты оптимального проектирования механизма поворота поршневого типа в зависимости от величины рабочего давления в гидросистеме

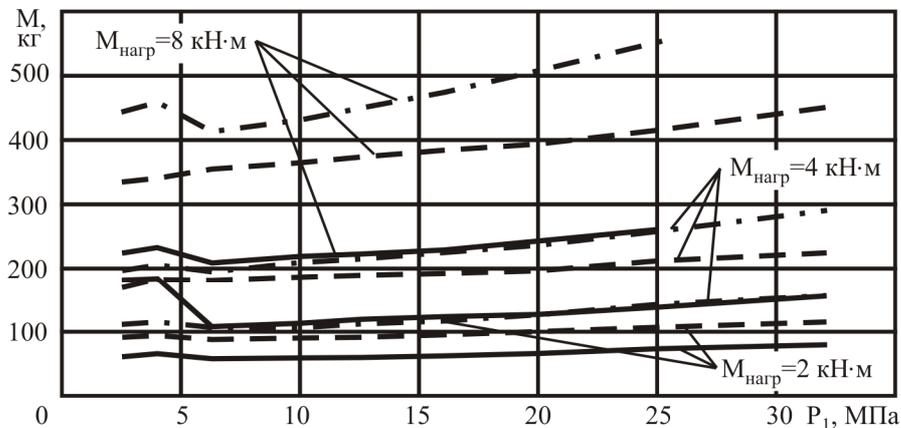


Рис. 2. Зависимость массы оптимального поворотного гидродвигателя поршневого типа от рабочего давления и преодолеваемого момента:
 ———— - двухпоршневой (рис. 1а); — — — — - двухпоршневой (рис. 1б); · — · — · — · — - четырехпоршневой

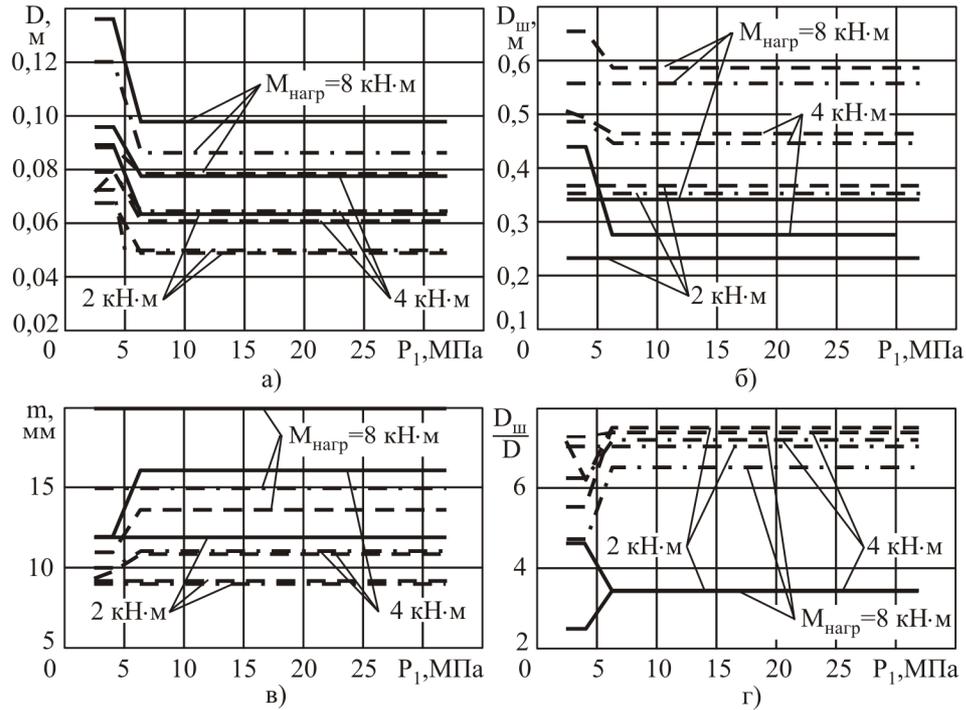


Рис. 3. Зависимость основных конструктивных параметров поворотного гидродвигателя поршневого типа от рабочего давления и преодолеваемого момента: а - диаметр цилиндра; б - диаметр шестерни; в - модуль зубьев шестерни; г - отношение диаметров $D_{ш}/D$ (— - двухпоршневой (рис.1а); - - - двухпоршневой (рис.1б); - · - · - четырехпоршневой)

p_{10} и преодолеваемого крутящего момента $M_{нагр}$ при следующих максимально допустимых значениях параметров движения: $[\varphi] = 270^0$, $[\dot{\varphi}] = 60^0/c$, $[\ddot{\varphi}] = 90^0/c^2$.

Расчеты показывают, что масса оптимального механизма поворота незначительно увеличивается с увеличением рабочего давления в гидросистеме p_{10} . Она в большей степени зависит от величины преодолеваемого крутящего момента $M_{нагр}$. Это обусловлено тем, что работоспособность оптимизируемой конструкции лимитируется прочностью зубчатой передачи, т.е. размерами шестерни. При низких значениях рабочего давления в гидросистеме ($p_{10} = 2,5$ и 4 МПа) точка минимума целевых функций (1 – 3) лежит на конструктивном ограничении (4), выражающем допустимое условие зацепления шестерни и штока-рейки, реже – на конструктивном ограничении (5), выражающем условие размещения минимального числа зубьев шестерни. При давлениях $p_{10} = 6,3$ МПа и выше точка минимума связана, как правило, с прочностным ограничением (6), т.е. оптимальный вариант механизма поворота определяется размерами шестерни, при которых обеспечивается прочность зубьев на контактную выносливость с целью предотвращения усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев шестерни или штока-рейки. В отдельных случаях критичным дополнительно оказывается прочностное ограничение (7), которое, как и ограничение (6), определяет размеры шестерни исходя из условия прочности зубьев на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев шестерни или штока-рейки.

Установленные закономерности формирования оптимального варианта механизма поворота поршневого типа объясняют, почему его основные конструктивные размеры – диаметр гидроцилиндров D , диаметр $D_{ш}$ и модуль $m_{ш}$ шестерни – не чувствительны к

изменению рабочего давления в гидросистеме p_{10} , а зависят прямо пропорционально только от величины преодолеваемого крутящего момента $M_{нагр}$ (рис. 3).

Основной вклад в величину массы M оптимального механизма поворота вносит масса шестерни. Ее доля достаточно стабильна для различных значений давления p_{10} и момента $M_{нагр}$ и составляет $\sim 2/3$ общей массы механизма. Вклад конструктивных элементов, определяющих суммарную массу гидроцилиндров (корпусов и торцевых крышек гидроцилиндров, поршней, крепежных деталей и др.), составляет $\sim 1/8 \dots 1/5$. Этим обстоятельством и объясняется отмеченное выше достаточно малое повышение массы механизма M с ростом рабочего давления p_{10} , так как оно определяется только увеличением толщины стенок и крышек конструктивных элементов гидроцилиндров. Поэтому приоритетными направлениями совершенствования механизмов поворота поршневого типа крано-манипуляторных установок мобильных машин с целью дальнейшего снижения их массогабаритных параметров являются конструкторская проработка поперечного сечения тела шестерни, близкой к форме равной прочности, с удалением лишнего материала из ее центральной части, а также повышение контактно-усталостной прочности материала зубчатого венца шестерни с помощью технологических методов поверхностной упрочняющей обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Промышленные роботы в машиностроении: альбом схем и чертежей / под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Машиностроение, 1987. – 140 с.
2. Лагерева, Е.А. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагерева, И.А. Лагерева, В.В. Говоров // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2010. – №4. – С. 59-66.
3. Лагерева, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крана-манипулятора / И.А. Лагерева, А.В. Лагерева // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2011. – №3. – С. 9-16.
4. Лагерева, А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов / А.В. Лагерева, А.А. Мильто, И.А. Лагерева // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №3. – С. 24-31.
5. Лагерева, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
6. Лагерева, Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шибера типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин / Е.А. Лагерева, И.А. Лагерева. – Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. - № 2. – С. 57-63.
7. Лагерева, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерева, А.В. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.
8. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
9. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 61 с.
10. Сакало, В.И. Сопrotивление материалов / В.И. Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. – 528 с.
11. Гилл, Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.

Материал поступил в редколлегию 5.02.14.