УДК 62-82:681.581.5

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН

И.А. Лагерев, А.В. Лагерев
Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского, г. Брянск, Россия

Аннотация. *Представлена методика оптимального проектирования крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин на предпроектной стадии разработки технического предложения. Предпроектная оптимизация позволяет комплексно определить оптимальное сочетание достаточно большого числа базовых проектных параметров – основных характерных конструктивных размеров металлоконструкции установки (длин и габаритных размеров поперечных сечений звеньев, присоединительных размеров для гидродвигателей) и характеристик гидропривода (рабочего давления и расхода рабочей жидкости).*

Ключевые слова: *мобильная машина, крано-манипуляторная установка, многокритериальная оптимизация, вес конструкции, рабочее давление.*

ВВЕДЕНИЕ

Для крано-манипуляторных установок (КМУ), предназначенных для размещения на подвижном шасси мобильных транспортно-технологических машин различного назначения, их оптимальное проектирование является в настоящее время одним из наиболее перспективных направлений повышения эффективности функционирования данного вида подъемно-транспортной техники и действенным инструментом выявления резервов грузоподъемности в уже известных конструкциях [1, 2].

При этом задача оптимального проектирования КМУ, включая совместное рассмотрение конструктивных элементов металлоконструкции и силового привода, должна ставиться и решаться как задача многокритериальной оптимизации на основе учета значимых показателей качества и степени их приоритетности с точки зрения обеспечения надежности, экономичности, энергоэффективности и безопасности эксплуатации проектируемого оборудования. Это обусловлено несколькими причинами:

– для большинства подлежащих расчету конструктивных элементов КМУ мобильных машин значащими являются несколько (два и более) показателей качества, как правило, выражающих массогабаритные и энергетические характеристики оптимизируемых конструкций и систем [3];

– как показывают результаты расчетов [4, 5], проведение широко используемой ранее однокритериальной оптимизации конструкций грузоподъемных машин [6-8] при одинаковых исходных данных последовательно для различных показателей качества приводит к получению не совпадающих между собой оптимальных значений искомых управляемых параметров оптимизации.

При оптимальном проектировании гидравлической КМУ мобильных машин целесообразно ориентироваться на такие показатели качества, как ее собственная масса M_{ms} и мощность насосной установки силового гидропривода $N_н$. В этом случае решается двуединая технико-экономическая задача: для спроектированной КМУ одновременно обеспечиваются как низкие эксплуатационных расходы за счет энергоэффективности привода, так и низкие производственные расходы за счет материалоемкости металлоконструкции. Оптимизация позволяет комплексно определить оптимальное сочетание достаточно большого числа базовых проектных параметров - характерных конструктивных размеров металлоконструкции КМУ (длин и габаритных размеров поперечных сечений звеньев, присоединительных размеров для гидродвигателей) и характеристик гидропривода (рабочего давления и расхода рабочей жидкости).

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Данная оптимизационная задача является многокритериальной. Ее математическую постановку рассмотрим на примере трехзвенной КМУ с поворотными звеньями, соединенными

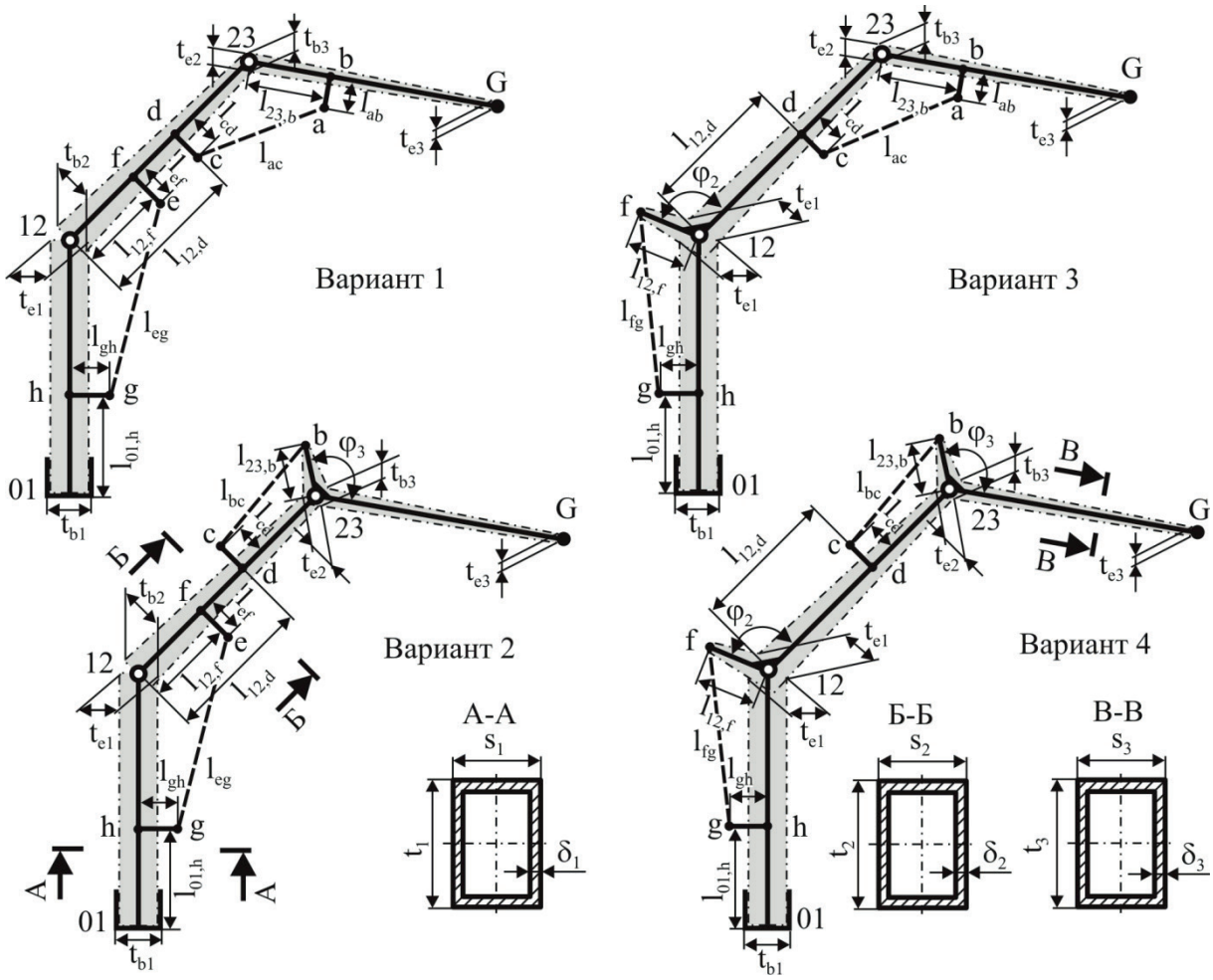

Рис. 1. Варианты конструктивного исполнения гидравлической трехзвенной КМУ с поворотными звеньями

между собой цилиндрическими шарнирами. Такую кинематическую схему имеют, в частности, КМУ мобильных машин АСТ-4-А (Россия), Barco 295ML (США) и др., а также судовые палубные краны-гидроманипуляторы. Учитывая хорошо зарекомендовавшие себя на практике варианты конструктивного исполнения металлоконструкции поворотных звеньев гидравлических КМУ, приводящихся в движение с помощью силовых гидроцилиндров, имеется 4 возможных варианта компоновки грузоподъемной стрелы (рис. 1).

Так как последовательность действий, выполняемая при построении математической модели и задачи оптимизации для любого из конструктивных вариантов КМУ, одинакова, то далее детально она будет показана на примере варианта 2, который соответствует кинематической схеме энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных газо- и нефтепроводов [9].

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

Изменение в процессе поиска оптимального решения присоединительных размеров, определяющих места крепления гидроцилиндров к металлоконструкции звеньев, позволяет управлять величиной внутренних силовых факторов в характерных сечениях звеньев (что оказывает влияние на размеры их поперечных сечений и собственную массу грузоподъемной стрелы M_{ms}), а также необходимыми тяговыми усилиями и линейными скоростями движения гидроцилиндров (что оказывает влияние на величину рабочего давления $p_н$, расход рабочей жидкости $Q_н$ и мощность гидропривода $N_н$). Анализ вариантов конструктивного исполнения трехзвенной КМУ показывает, что собственная масса металлоконструкции грузоподъемной стрелы и мощность насосной установки определяется сочетанием следую-

щих параметров: длин звеньев (L_1, L_2, L_3), присоединительных размеров гидроцилиндров ($l_{01,h}, l_{12,f}, l_{12,d}, l_{23,b}, l_{gh}, l_{ef}, l_{cd}, l_{ab}$), габаритных размеров поперечных сечений звеньев (высоты $t_{b1}, t_{e1}, t_h, t_{b2}, t_{e2}, t_f, t_d, t_{b3}, t_{e3}, t_b$; ширины s_1, s_2, s_3), толщин стенок звеньев ($\delta_1, \delta_2, \delta_3$), углов поворота рычагов (φ_2, φ_3), хода звеньев (q_{20}, q_{30}) и начального положения звеньев ($\Delta q_2, \Delta q_3$). Всего 31 параметр для каждого варианта.

Показатель качества – собственная масса M_{ms} КМУ – определяется суммированием масс отдельных звеньев с учетом их конструктивного исполнения (с рычагом и без рычага) и силовых гидроцилиндров. Для i-го варианта манипуляционной системы (рис. 1) она выражается одной из соответствующих зависимостей

$$M_{ms1} = M_{s1} + M_{s2} + M_{s3} + M_{гц2} + M_{гц3};$$

$$M_{ms2} = M_{s1} + M_{s2} + M_{s3l} + M_{гц2} + M_{гц3};$$

$$M_{ms3} = M_{s1} + M_{s2l} + M_{s3} + M_{гц2} + M_{гц3};$$

$$M_{ms4} = M_{s1} + M_{s2l} + M_{s3l} + M_{гц2} + M_{гц3} \quad (1)$$

где M_{si}, M_{sil} – масса i-го звена КМУ без рычага и с рычагом соответственно; $M_{гцi}$ – масса гидроцилиндра, приводного по отношению к i–му звену КМУ.

Для рассматриваемого варианта 2 собственная масса M_{ms2} КМУ, выраженная с учетом характерных конструктивных размеров звеньев, будет иметь вид:

$$M_{ms2} = \rho L_1 \delta_1 (t_{b1} + t_{e1} + 2s_1 - 4\delta_1) +$$

$$+ \rho\delta_2 \{ s_2 [L_2 + t_{b2} + t_{e2} + \sqrt{(t_f - t_{b2})^2 + l_{12,f}^2} +$$

$$+ \sqrt{(t_f - t_d)^2 + (l_{12,d} - l_{12,f})^2} +$$

$$+ \sqrt{(t_d - t_{e2})^2 + (L_2 - l_{12,d})^2}] + (t_{b2} + t_f) l_{12,f} +$$

$$+ (t_f + t_d)(l_{12,d} - l_{12,f}) + (t_d + t_{e2})(L_2 - l_{12,d}) \} +$$

$$+ \rho\delta_3 \{ s_3 [L_3 + t_{b3} + t_{e3} + l_{23,b} +$$

$$+ \sqrt{(t_{b3} - t_b)^2 + l_{23,b}^2} + \sqrt{(t_{b3} - t_{e3})^2 + L_3^2}] +$$

$$+ (t_b + t_{b3}) l_{23,b} + (t_{b3} + t_{e3}) L_3 \} +$$

$$+ \pi\rho k_{гц} \Delta l_{гц2} [(D_{гц2} + 2s_{гц2})^2 - (1 - k_d) D_{гц2}^2] / 4 +$$

$$+ \pi\rho k_{гц} \Delta l_{гц3} [(D_{гц3} + 2s_{гц3})^2 - (1 - k_d) D_{гц3}^2] / 4,$$

где $k_{гц}$ – коэффициент, учитывающий массы вспомогательных элементов гидроцилиндра; k_d - коэффициент диаметра штока [10]; $\Delta l_{гцi}$ – ход штока i-го гидроцилиндра; $s_{гц2}$ – толщина стенки i-го гидроцилиндра, определяемые согласно [10].

Второй показатель качества – мощность $N_н$ насосной установки гидропривода КМУ – определяется как максимальная мгновенная мощность, необходимая для совершения допустимого совместного движения звеньев 2 и 3, определяется соотношением:

$$N_н = 0{,}25\pi p_н [D_{гц2}^2 v_{гц2,\max}(\dot{q}_2) +$$

$$+ D_{гц3}^2 v_{гц3,\max}(\dot{q}_3)], \quad (2)$$

где $D_{гцi}$ – диаметр гидроцилиндра i-го звена; $v_{гцi,\max}(\dot{q}_i)$ – максимальная линейная скорость штока гидроцилиндра i-го звена, обеспечивающая требуемую угловую скорость поворота $\dot{q}_i$.

Анализ зависимости (2) показывает, что мощность насосной установки определяется сочетанием трех параметров – $p_н, D_{гц2}, D_{гц3}$.

Параметры, входящие в зависимости (3) и (2) для расчета показателей качества M_{msi} и $N_н$, могут рассматриваться как управляемые параметры задачи оптимизации КМУ мобиль-

ной машины, из которых должен формироваться подлежащий оптимизации вектор $\{x\}_i$. Применительно к варианту 2 конструктивного исполнения КМУ он будет иметь вид:

$$\{x\}_2^T = \{L_1\ L_2\ L_3\ q_{20}\ q_{30}\ \Delta q_2\ \Delta q_3\ p_н\ D_{гц2}\ D_{гц3}\ s_1\ s_2\ s_3\ \delta_1\ \delta_2\ \delta_3\ l_{01,h}\ l_{gh}\ t_{b1}\ t_{e1}\ t_{b2}\ t_{e2}\ t_{b3}\ t_{e3}$$
$$l_{12,f}\ l_{ef}\ l_{12,d}\ l_{cd}\ l_{23,b}\ t_h\ t_f\ t_d\ \varphi_3\ t_b\} = \{x_1\ x_2\ x_3\ x_4\ x_5\ x_6\ x_7\ x_8\ x_9\ x_{10}\ x_{11}\ x_{12}\ x_{13}\ x_{14}$$
$$x_{15}\ x_{16}\ x_{17}\ x_{18}\ x_{19}\ x_{20}\ x_{21}\ x_{22}\ x_{23}\ x_{24}\ x_{25}\ x_{26}\ x_{27}\ x_{28}\ x_{29}\ x_{30}\ x_{31}\ x_{32}\ x_{33}\ x_{34}\}.$$

Для построения комплексной целевой функции задачи многокритериальной оптимизации КМУ мобильной машины целесообразно использовать разработанную в [4] аддитивную функцию, которая адаптируется к виду:

$$Ц_2(\{x\}_2,\{z\}_2) = \sqrt{w_1\left[1-\frac{Ц_{M2}(\{x\}_{M2}^{opt},\{z\}_{M2}^{opt})}{Ц_{M2}(\{x\}_2,\{z\}_2)}\right]^2 + w_2\left[1-\frac{Ц_{N2}(\{x\}_{N2}^{opt},\{z\}_{N2}^{opt})}{Ц_{N2}(\{x\}_2,\{z\}_2)}\right]^2} \to \min, \quad (3)$$

где $Ц_{M2}, Ц_{N2}$ – целевые функции задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M_{ms} и $N_н$ варианта 2 исполнения КМУ; $\{x\}_{M2}^{opt}$ ($\{x\}_{N2}^{opt}$), $\{z\}_{N2}^{opt}$ ($\{z\}_{N2}^{opt}$) – векторы управляемых и неуправляемых параметров в точке оптимума показателя качества M_{ms} ($N_н$) при однокритериальной оптимизации; $Ц_{M2}(\{x\}_{M2}^{opt},\{z\}_{M2}^{opt})$, $Ц_{N2}(\{x\}_{N2}^{opt},\{z\}_{N2}^{opt})$ – значения целевых функций в оптимальной точке при однокритериальной оптимизации; w_1, w_2 – весовые коэффициенты, характеризующие степень важности показателя качества с точки зрения проектировщика ($w_1 + w_2 = 1$).

Как того требует теория многокритериальной оптимизации [3, 11], отдельные слагаемые в выражении (3) являются безразмерными и нормированными величинами, значения которых в допустимом пространстве искомых векторов $\{x\}$ лежат в интервале $[0;1)$.

При использовании комплексной целевой функции вида (3) процесс оптимального проектирования технического объекта протекает в два этапа:

– на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций $Ц_k$ по всем k учитываемым показателям качества с нахождением значений векторов управляемых $\{x\}_k^{opt}$ и неуправляемых $\{z\}_k^{opt}$ параметров в точке оптимума k-й целевой функции $Ц_k$, а также значений целевых функций в оптимальной точке $Ц_k(\{x\}_k^{opt},\{z\}_k^{opt})$;

- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (3) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$.

Содержащиеся в оптимальных векторах $\{x\}^{opt}$ и $\{z\}^{opt}$ параметры характеризуют такую конструкцию проектируемой КМУ, которая в наибольшей степени отражает учитываемые ее показатели качества M_{msi} и $N_н$ и наилучшим образом обеспечивает их одновременное сочетание. Вычислительная эффективность применения свертки нескольких показателей качества при многокритериальной оптимизации в виде комплексной целевой функции вида (3) обусловлена тем, что требуется проведения ряда однотипных расчетов для нескольких различных сочетаний весовых коэффициентов при неизменном вычислительном алгоритме. Это имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения для автоматизации проектирования мобильных транспортно-технологических машин.

Нахождение минимума целевой функции (3), а также векторов $\{x\}_i^{opt}$ и $\{z\}_i^{opt}$ в точке ее оптимума должно выполняться с учетом системы ограничений неравенствами, в общем виде выражающими условия компоновки звеньев и гидроцилиндров, допустимое сочетание габаритных размеров поперечных сечений звеньев, обеспечение требуемых размеров рабочей зоны КМУ, подбор типоразмеров выпускаемых насосов и гидроцилиндров, обеспечение тягового усилия, мощности и плавности хода гидроцилиндров, прочность характерных сечений звеньев КМУ и ряд других.

Конкретное сочетание перечисленных условий и их математическое выражение определяются вариантом конструктивного исполнения трехзвенной КМУ (рис. 1). Для варианта 2 система ограничений задачи оптимизации КМУ, содержащая 99 ограничений-неравенств, имеет следующий вид:

– общие условия компоновки звеньев:

$$L_1 - l_{01,h} \ge 0; \quad L_2 - l_{12,d} \ge 0; \quad l_{12,d} - l_{12,f} \ge 0; \quad L_3/3 - l_{23,b} \ge 0; \quad l_{23,b} - 0{,}7t_{b3} \ge 0;$$
$$t_{b3} - t_b \ge 0; \quad t_b - t_{e3}/3 \ge 0; \quad l_{ef} - 0{,}7t_f \ge 0; \quad l_{cd} - 0{,}7t_d \ge 0; \quad l_{gh} - 0{,}7t_h \ge 0;$$
$$t_f - t_{b2} - (t_{e2} - t_{b2})l_{12,f}/L_2 \ge 0; \quad t_h - t_{b1} - (t_{e1} - t_{b1})l_{01,h}/L_1 \ge 0; \quad t_{e1} - t_{b2} \ge 0;$$
$$t_d - t_{b2} - (t_{e2} - t_{b2})l_{12,d}/L_2 \ge 0; \quad t_{e2} - t_{b3} \ge 0; \quad t_{b1} - t_{e1} \ge 0; \quad t_{b2} - t_{e2} \ge 0; \quad t_{b3} - t_{e3} \ge 0;$$
$$\pi/6 - |q_{20}| \ge 0; \quad \pi/6 - |q_{30}| \ge 0; \quad \pi/2 - q_{20} - \Delta q_2 \ge 0; \quad \pi/2 - q_{30} - \Delta q_3 \ge 0;$$
$$\varphi_3 - \pi/4 \ge 0; \quad 5\pi/6 - \varphi_3 \ge 0,$$

– условия компоновки гидроцилиндров звеньев:

$$\sqrt{l_{12,e}^2 + l_{12,g}^2 + 2l_{12,e}l_{12,g}\sin\{q_{20} - arctg(l_{ef}/l_{12,f}) - arctg[l_{gh}/(L_1 - l_{01,h})]\}} - \Delta l_{гц2} \ge 0;$$
$$\sqrt{l_{23,b}^2 + l_{23,c}^2 + 2l_{23,b}l_{23,c}\sin\{q_{30} + \Delta q_3 + \varphi_3 + arctg[l_{cd}/(L_2 - l_{12,d})]\}} - \Delta l_{гц3} \ge 0,$$

– допустимое сочетание габаритных размеров поперечных сечений звеньев:

$$s_1/t_{b1} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1/t_{b1} \ge 0; \quad s_1/t_{e1} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1/t_{e1} \ge 0; \quad s_2/t_{b2} - \xi_s^{\min} \ge 0;$$
$$\xi_s^{\max} - s_2/t_{b2} \ge 0; \quad s_2/t_{e2} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2/t_{e2} \ge 0; \quad s_3/t_{b3} - \xi_s^{\min} \ge 0;$$
$$\xi_s^{\max} - s_3/t_{b3} \ge 0; \quad s_3/t_{e3} - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_3/t_{e3} \ge 0; \quad s_1/t_h - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_1/t_h \ge 0$$
$$; \quad s_2/t_f - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2/t_f \ge 0; \quad s_2/t_d - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_2/t_d \ge 0;$$
$$s_3/t_b - \xi_s^{\min} \ge 0; \quad \xi_s^{\max} - s_3/t_b \ge 0; \quad \zeta_s^{\max} - s_1/s_2; \quad s_2/s_1 - \zeta_s^{\min}; \quad \zeta_s^{\max} - s_2/s_3;$$
$$s_3/s_2 - \zeta_s^{\min}; \quad s_1 - 3\delta_1 \ge 0; \quad s_2 - 3\delta_2 \ge 0; \quad s_3 - 3\delta_3 \ge 0; \quad \psi_{st} - t_h/t_{b1} \ge 0; \quad \psi_{st} - t_h/t_{e1} \ge 0$$
$$; \quad \psi_{st} - t_f/t_{b2} \ge 0; \quad \psi_{st} - t_f/t_{e2} \ge 0; \quad \psi_{st} - t_d/t_{b2} \ge 0; \quad \psi_{st} - t_d/t_{e2} \ge 0; \quad \delta_1 - \delta_{\min} \ge 0;$$
$$\delta_2 - \delta_{\min} \ge 0; \quad \delta_3 - \delta_{\min} \ge 0,$$

– условия обеспечения требуемых размеров рабочей зоны манипуляционной системы:

$$(L_2 + L_3)\cos q_{20} - R_{\max} \ge 0; \quad Y_{\min} - L_1 - L_2\sin q_{20} + L_3\cos(q_{20} + q_{30}) \ge 0;$$
$$R_{\min} - L_2\cos(q_{20} + \Delta q_2) - L_3\sin(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3) \ge 0;$$
$$L_1 + L_2\sin(q_{20} + \Delta q_2) - L_3\cos(q_{20} + q_{30} + \Delta q_2 + \Delta q_3) - Y_{\max} \ge 0,$$

– возможность подбора объемного насоса, выпускаемого промышленностью:

$$p_н - p_{н,\min} \ge 0; \quad p_{н,\max} - p_н \ge 0; \quad Q_{н,\max} - \pi(D_{гц2}^2 v_{гц2,\max} + D_{гц3}^2 v_{гц3,\max})/4 \ge 0,$$

– возможность обеспечения требуемых тягового усилия, мощности, плавности хода и прочности корпуса силовых гидроцилиндров:

$$\pi D_{гцi}^2 p_н / 4 - U_{гцi}^{\max} \geq 0; \quad D_{гцi} - \Delta l_{гцi} / 18 \geq 0; \quad \pi p_н D_{гц3}^2 v_{гц3,\max} / 4 - L_3(G_n + gM_{s3l})\dot{q}_3 \geq 0;$$
$$\pi p_н D_{гц2}^2 v_{гц2,\max} / 4 - [L_2(G_n + gM_{s3l} + gM_{s2}/2) + L_3(G_n + gM_{s3l}/2)]\dot{q}_2 \geq 0;$$
$$\delta_{гц2} - \delta_{гц,\min} \geq 0; \quad \delta_{гц3} - \delta_{гц,\min} \geq 0,$$

– возможность подбора стандартизованного гидроцилиндра:

$$p_{гц,\max} - p_н \geq 0; \quad D_{гц,\max} - D_{гцi} \geq 0; \quad \Delta L_{гц,\max} - \Delta l_{гцi} \geq 0;$$
$$V_{гц,\max} - v_{гцi,\max}(\dot{q}_i) \geq 0; \quad U_{гц,\max} - U_{гцi}^{\max} \geq 0,$$

– условия изгибной прочности характерных сечений звеньев манипуляционной системы:

$$[\sigma] - 6t_{b1}M_{01}^{\max} / [s_1 t_{b1}^3 - (s_1 - 2\delta_1)(t_{b1} - 2\delta_1)^3]; \quad [\sigma] - 6t_h M_h^{\max} / [s_1 t_h^3 - (s_1 - 2\delta_1)(t_h - 2\delta_1)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_d M_d^{\max} / [s_2 t_d^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_d - 2\delta_2)^3]; \quad [\sigma] - 6t_f M_f^{\max} / [s_2 t_f^3 - (s_2 - 2\delta_2)(t_f - 2\delta_2)^3];$$
$$[\sigma] - 6t_{b3}M_{23}^{\max} / [s_3 t_{b3}^3 - (s_3 - 2\delta_3)(t_{b3} - 2\delta_3)^3] \geq 0,$$

– условия прочности характерных сечений звеньев КМУ при действии поперечной силы:

$$[\tau] - 0{,}75\zeta_{f3}G_n / [\delta_3(t_{e3} + s_3 - 2\delta_3)] \geq 0; \quad [\tau] - 0{,}75Q_b^{\max} / [\delta_3(t_b + s_3 - 2\delta_3)] \geq 0;$$
$$[\tau] - 0{,}75Q_{23}^{\max} / [\delta_3(t_{e3} + s_3 - 2\delta_3)] \geq 0; \quad [\tau] - 0{,}75Q_{23}^{\max} / [\delta_2(t_{e2} + s_2 - 2\delta_2)] \geq 0;$$
$$[\tau] - 0{,}75Q_f^{\max} / [\delta_2(t_f + s_2 - 2\delta_2)] \geq 0; \quad [\tau] - 0{,}75Q_{12}^{\max} / [\delta_2(t_{b2} + s_2 - 2\delta_2)] \geq 0;$$
$$[\tau] - 0{,}75Q_{12}^{\max} / [\delta_1(t_{e1} + s_1 - 2\delta_1)] \geq 0,$$

– условия прочности характерных сечений звена 1 при действии продольной силы:

$$[\sigma] - 0{,}5N_{01} / [\delta_1(t_{b1} + s_1 - 2\delta_1)]; \quad [\sigma] - 0{,}5N_{12} / [\delta_1(t_{e1} + s_1 - 2\delta_1)],$$

– условие обеспечения устойчивости звена 1 при действии продольной сжимающей нагрузки с внецентренным изгибом:

$$2\varphi_e[\sigma]\delta_1(t_{b1} + s_1 - 2\delta_1) - N_{01} \geq 0,$$

где $\xi_s^{\min}, \xi_s^{\max}$ – минимальное и максимальное отношение ширины и высоты поперечного сечения звена; $\zeta_s^{\min}, \zeta_s^{\max}$ – минимальное и максимальное отношение ширины поперечного сечения смежных звеньев; ψ_s – коэффициент допустимого усиления поперечного сечения звена в месте крепления гидроцилиндра; $\delta_{\min}$ – минимально допустимая толщина стенки звена; $R_{\max}, R_{\min}$ – максимальный и минимальный вылет КМУ; $Y_{\max}, Y_{\min}$ – максимальная и минимальная высота подъема КМУ; $p_{н,\min}$ $(p_{н,\max})$, $Q_{н,\max}$ – минимальное (максимальное) давление на выходе и максимальная объемная подача насосов, выпускаемых промышленностью; $D_{гц,\max}$, $\Delta L_{гц,\max}$, $U_{гц,\max}$, $V_{гц,\max}$ – максимальные диаметр, ход, тяговое усилие и скорость штока стандартизованных гидроцилиндров; $U_{гцi}$ – наибольшее тяговое усилие, которое должен развивать i-й гидроцилиндр [9]; G_n – номинальная грузоподъемность КМУ; $M_j^{\max}, Q_j^{\max}, N_j$ – максимальные значения изгибающих моментов, перерезывающих и продольных сил в j-м сечении КМУ [9, 12]; $[\sigma], [\tau]$ – допустимые нормальные и каса-

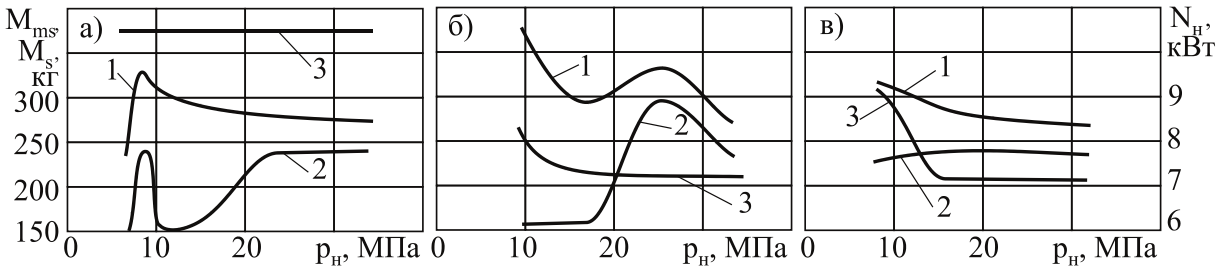

Рис. 2. Зависимость параметров оптимизированной КМУ от рабочего давления в гидросистеме $p_н$: а – оптимизация массы КМУ; б – оптимизация мощности гидропривода; в – многокритериальная оптимизация (1 – масса КМУ M_{ms}; 2 – масса звеньев КМУ M_s;3 – мощность гидропривода $N_н$)

тельные напряжения для материала звеньев; φ_e – коэффициент устойчивости при сжатии с изгибом.

Задачи однокритериальной оптимизации показателей качества M_{ms} и $N_н$ для i-го варианта исполнения КМУ, результаты решения которых необходимы для формирования целевой функции многокритериальной оптимизации вида (3), представляют собой минимизацию следующих целевых функций на основе соотношений (1) и (2):

$$Ц_{Mi}(\{x\}_{Mi},\{z\}_{Mi}) \equiv M_{msi}(\{x\}_{Mi},\{z\}_{Mi}) \to \min,$$
$$Ц_{Ni}(\{x\}_{Ni},\{z\}_{Ni}) \equiv N_{нi}(\{x\}_{Ni},\{z\}_{Ni}) \to \min$$

и нахождения в точке их оптимума векторов управляемых параметров $\{x\}_{Mi}^{opt}$ и $\{x\}_{Ni}^{opt}$. Структура векторов $\{x\}_{Mi}$, $\{x\}_{Ni}$ и системы ограничений, используемых при минимизации данных целевых функций, совпадают со структурой вектора управляемых параметров $\{x\}_i$ и ограничениями многокритериальной оптимизации.

Предложенная методика оптимального проектирования трехзвенных КМУ была апробирована применительно к оптимизации КМУ мобильной энергетической машины АСТ-4-А [13]. Результаты ее одно- и многокритериальной оптимизации с использованием метода типа Хука-Дживса [14] приведены на рис. 2. Внешний вид оптимизированной КМУ мобильной машины АСТ-4-А (в масштабе 1:75) при $p_н$ =16 МПа показан на рис. 3.

ВЫВОДЫ

Анализ полученных результатов показывает, что однокритериальная оптимизация, эффективно обеспечивая минимизацию одного показателя качества КМУ, приводит к существенному ухудшению другого показателя качества (рис. 2, а, б). С помощью многокритериальной оптимизации возможно получение такой оптимальной конструкции КМУ, которая одновременно обеспечивает значения M_{ms} и $N_н$ равными своим минимальным значениям после соответствующей однокритериальной оптимизации (рис. 2, в). По сравнению с существующей конструкцией КМУ оптимальная конструкция характеризуется существенно улучшенными показателями качества: масса КМУ составляет 285 кг против 454 кг у существующей конструкции, мощность гидропривода – 7,1 кВт против 7,9 кВт. Также было установлено, что предложенная для проведения многокритериальной оптимизации комплексная целевая функция (1) имеет благоприятную структуру, так как обеспечивает устойчивость результата оптимизации в широком диапазоне взаимного сочетания весовых коэффициентов w_1 и w_2.

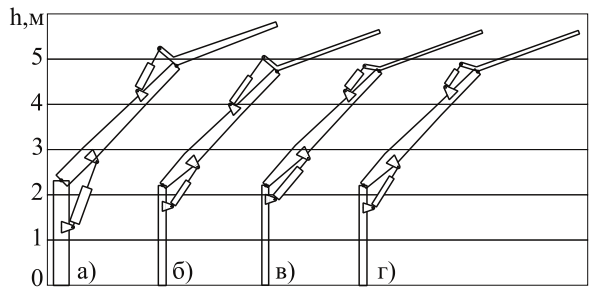

Рис. 3. Результаты оптимизации: а – исходная конструкция; б – оптимизация по массе КМУ; в – оптимизация по мощности гидропривода; г – многокритериальная оптимизация при $w_1 = w_2$ = 0,5

В целом, можно говорить о том, что пред-

ложенная методика оптимального проектирования КМУ мобильных машин позволяет достаточно эффективно выявлять резервы повышения показателей качества проектируемых и эксплуатируемых конструкций, обеспечивая получение высоких показателей их экономичности и энергоэффективности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кобзев, А.П. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов / А.П. Кобзев. – Саратов: СГУ, 1991. – 160 с.

2. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. – 2015. - № 14. – С. 101-106.

3. Беляков, В.В. Многокритериальная оптимизация в задачах подвижности, конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем / В.В. Беляков, М.Е. Бушуева, В.И. Сагунов. – Н. Новгород: НГТУ. – 2001. – 271 с.

4. Лагерев, И.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации / И.А. Лагерев, Е.А. Шатунова // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 4. – С. 34-51. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51.

5. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / Под общ. ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

6. Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семенов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.

7. Демокритов, В.Н. Оптимальное проектирование крановых мостов / В.Н. Демокритов. – Ульяновск: Приволж. кн. изд-во, 1978. – 108 с.

8. Кобзев, Р.А. Выбор метода оптимального проектирования металлических конструкций козловых кранов высоких классов ответственности / Р.А. Кобзев // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. - № 4. – С. 48-52.

9. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 196 с.

10. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 2008. – 640 с.

11. Хорошев, А.Н. Введение в управление проектированием механических систем. - Белгород, 1999. - 372 с.

12. Lagerev, A.V. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes Using Finite Element Method / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, A.A. Milto // Int. Rewiev on Modelling and Simulations. – 2015. – Vol. 8. - № 2.- P. 223-226.

13. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

14. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. Engineering optimization. Methods and applications. John Wiley & Sons, Inc., 1983.

MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF THE MAIN DESIGN PARAMETERS OF THE HYDRAULIC CRANE-MANIPULATOR INSTALLATIONS OF MOBILE MACHINES

I.A. Lagerev, A.V. Lagerev

Abstract. *Presents a methodology for optimal design of crane-manipulator installations of mobile transport technological machines at the pre-design stage of development of the technical proposal. Pre-design optimization allows to comprehensively determine the optimum combination of a sufficiently large number of basic design parameters – the characteristic dimensions of metal structures of installation (lengths and dimensions of cross sections, links, and mounting dimensions for hydraulic cylinders) and characteristics of the hydraulic system (working pressure and flow rate of the working fluid).*

Keywords*: mobile machine, crane-manipulator installation, multi-objective optimization, the weight of the structure, working pressure*

REFERENCES

1. Kobzev A.P. Optimalnoe proektirovanie

tyazhelykh kozlovykh kranov [Optimal design of heavy gantry cranes]. Saratov, SGU, 1991. 160 p.

2. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines. Dostizheniya vuzovskoy nauki, 2015, No.14, pp. 101-106.

3. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. Mnogokriterialnaya optimizatsiya v zadachakh podvizhnosti, konkurentosposobnosti avtotraktornoy tekhniki i diagnostiki slozhnykh tekhnicheskikh system [Multicriterial optimization in problems of mobility, the competitiveness of automotive engineering and diagnostics of complex technical systems]. N.Novgorod, NGTU, 2001. 271 p.

4. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of turning hydraulic engines for manipulators of mobile machines on the basis of multicriterial optimization. Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2016, No. 4, pp. 34-51. DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51

5. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitelnogo gidroprivoda [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p.

6. Vershinskiy A.V., Gokhberg M.M., Semenov A.V. Stroitelnaya mekhanika i metallicheskie konstruktsii [Structural mechanics and metal constructions]. Leningrad, Mashinostroenie, 1984. 231 p.

7. Demokritov V.N. Optimalnoe proektirovanie kranovykh mostov [Optimal design of crane bridges]. Ulyanovsk, Privolzhskoe knizhnoe izdatelstvo, 1978. 108 p.

8. Kobzev R.A. The choice of method for optimal design of metal structures of gantry cranes with a high grade of responsibility. Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin, 2012, No. 4, pp. 48-52.

9. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Dinamika tryekhzvennykh gidravlicheskikh kranov-manipulatorov [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p.

10. Sveshnikov V.K. Stanochnye gidroprivody [Hydraulic machine]. Moscow, Mashinostroenie, 2008. 640 p.

11. Khoroshev A.N. Vvedenie v upravlenie proektirovaniem mekhanicheskikh system [Introduction to control of mechanical systems design]. Belgorod, 1999. 372 p.

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method. International Review on Modelling and Simulations, 2015, Vol. 8, No. 2. pp. 223–226.

13. Lagerev I.A. Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p.

14. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. Engineering optimization. Methods and applications. John Wiley & Sons, Inc., 1983.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Лагерев Игорь Александрович (Брянск, Россия) – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (241036, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru).

Igor A. Lagerev (Bryansk, Russian Federation) – Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (241036, Bryansk, Bezhitskaya st., 14, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru).

Лагерев Александр Валерьевич (Брянск, Россия) – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» (241036, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14, e-mail: bsu-avl@yandex.ru).

Alexander V. Lagerev (Bryansk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director, Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (241036, Bryansk, Bezhitskaya st., 14, e-mail: bsu-avl@yandex.ru).