

УДК 62-82:681.581.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОВОРОТНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Лагереv И.А., Шатунова Е.А.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье предложены математические модели основных типов поворотных гидродвигателей, которые в настоящее время широко используются в конструкциях манипуляционных систем отечественных и зарубежных мобильных транспортно-технологических машин широкого функционального назначения. Они позволяют учесть при их автоматизированном проектировании наиболее значимые с точки зрения обеспечения высоких технико-экономических показателей гидродвигателей критерии эффективности – минимум массы (веса), занимаемого объема и потери мощности. На базе указанных математических моделей сформулирована задача многокритериальной условной оптимизации конструктивных размеров поворотных гидродвигателей с учетом комплекса конструктивных, прочностных и деформационных ограничений. Она позволяет разрабатывать гидродвигатели, в оптимизированной конструкции которых в требуемой для целей проектирования мере комплексно учитываются критерии эффективности. Задача многокритериальной оптимизации носит универсальный характер, так при проектировании поворотных гидродвигателей позволяет проводить одно-, двух- и трехкритериальную оптимизацию без внесения изменений в алгоритм решения. Это имеет существенное достоинство для разработки универсального программного обеспечения при автоматизации проектирования мобильных транспортно-технологических машин.

Ключевые слова: *мобильная транспортно-технологическая машина, манипуляционная система, поворотный гидродвигатель, многокритериальная оптимизация, критерий эффективности, целевая функция, вес, объем, потери мощности, ограничение, прочность*

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>

Для обеспечения работы манипуляционных систем современных мобильных транспортно-технологических машин различного функционального назначения широко используется гидравлический привод [1-4]. Механизмы поворотного и вращательного движения звеньев шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел преимущественно выполняются на базе поворотных гидродвигателей шиберного и поршневого типа [5]. Это связано с рядом специфических технических достоинств шиберных и поршневых гидродвигателей, таких как простота конструкции, изготовления и эксплуатации, ремонтпригодность, надежность в условиях эксплуатации [6]. Возможность более эффективно организовать систему герметизации зазоров между полостями высокого и низкого давления внутри гидроцилиндров и с окружающей средой позволяет использовать поворотные гидродвигатели поршневого типа во всем диапазоне применяемых в мобильных транспортно-технологических машинах давлений рабочей жидкости – до 32...50 МПа, тогда как гидродвигатели шиберного типа эффективны при давлениях рабочей жидкости до 10...16 МПа.

В настоящее время при проектировании гидропривода мобильных транспортно-технологических машин одним из перспективных направлений является использование математических моделей и методов оптимизации для разработки эффективных поворотных гидродвигателей [7]. Данной проблеме посвящен ряд работ, в частности, [8-10]. Они также явились теоретической основой для разработки программного обеспечения для автоматизации оптимального проектирования гидродвигателей [8, 11, 12]. Общей особенностью названных работ является то, что оптимизация базируется на учете одного критерия эффективности поворотных гидродвигателей – массы (веса) и поэтому направлена на минимизацию массы (веса) проектируемой конструкции. Это можно объяснить простотой и точностью построения соответствующей целевой функции, а также тем обстоятельством, что мощные поворотные гидродвигатели шиберного и поршневого типа имеют существенный вес [6] и оптимизация в этом случае оказывается заметно эффективной. Однако имеются и другие подходы: в [8] дополнительно к минимизации веса поворотного гидродвигателя шиберного типа рассматривается также минимизация потерь на трение в уплотнениях между его внутренними полостями. В [5, 13] оптимизация гидропривода манипуляционных систем мобильных транспортно-

технологических машин увязана с оптимизацией конструктивного исполнения звеньев и крепления к ним гидродвигателей с целью повышения энергоэффективности работы гидропривода.

Совместный учет двух и более критериев эффективности при построении математических моделей и задач оптимального проектирования технических конструкций и систем требует использование подхода на основе многокритериальной оптимизации [14-16]. Его особенностью является построение комплексной целевой функции, которая имеет аддитивную структуру в связи с необходимостью включения в нее критериев эффективности различной физической природы и, как следствие, различной абсолютной величины, размерности и степени проектной значимости для обеспечения высоких показателей технико-экономической эффективности проектируемой конструкции. Наиболее часто используется целевая функция вида [14, 15], которая задачу многокритериальной оптимизации позволяет свести к задаче однокритериальной оптимизации:

$$U = \sum_k w_k s_{extr,k} U_k \rightarrow \max ,$$

где U_k – частный k -й критерий эффективности; w_k – весовой коэффициент; $k = 1, \dots, N_k$ (N_k – количество учитываемых частных критериев эффективности; $s_{extr,k}$ – показатель экстремальности k -го критерия эффективности (при поиске минимума критерия $s_{extr} = 1$, максимума – $s_{extr} = -1$).

При построении указанной целевой функции должна выполняться нормализация частных критериев эффективности U_k с целью их приведения к безразмерному виду и одинаковой шкале измерения $[\alpha, \beta]$. Для этого используется положительное линейное преобразование [14, 15]:

$$\psi[U_k] = [\tilde{U}_k] = \frac{U_k - U_k^-}{U_k^+ - U_k^-} (\beta - \alpha) + \alpha ,$$

где $U_i^+ = \max_{x \in D_x} U_i$; $U_i^- = \min_{x \in D_x} U_i$; $U_i^+ \neq U_i^-$.

Применительно к проектированию поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин представляет практический интерес достижение нескольких различных проектных целей:

- обеспечение минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя;
- обеспечение минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя.

Каждую из перечисленных проектных целей можно рассматривать как самостоятельный критерий эффективности создаваемой конструкции и использовать для построения целевой функции при формировании задачи оптимального проектирования поворотного гидродвигателя.

Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей шибера и поршневого типа, использованные далее при разработке математических моделей и задачи оптимального проектирования, с указанием их характерных конструктивных размеров и режимных параметров приведены на рис. 1 [9, 10].

При решении задачи обеспечения минимума массы (веса) поворотного гидродвигателя в качестве целевой функции выступает масса (вес) оптимизируемой конструкции, которая складывается из массы (веса) отдельных конструктивных элементов гидродвигателя проектируемого типа и массы (веса) находящейся в его внутренних полостях рабочей жидкости. Для поворотных гидродвигателей, используемых в конструкции гидропривода манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин (рис. 1), их масса определяется следующими соотношениями [9, 10]:

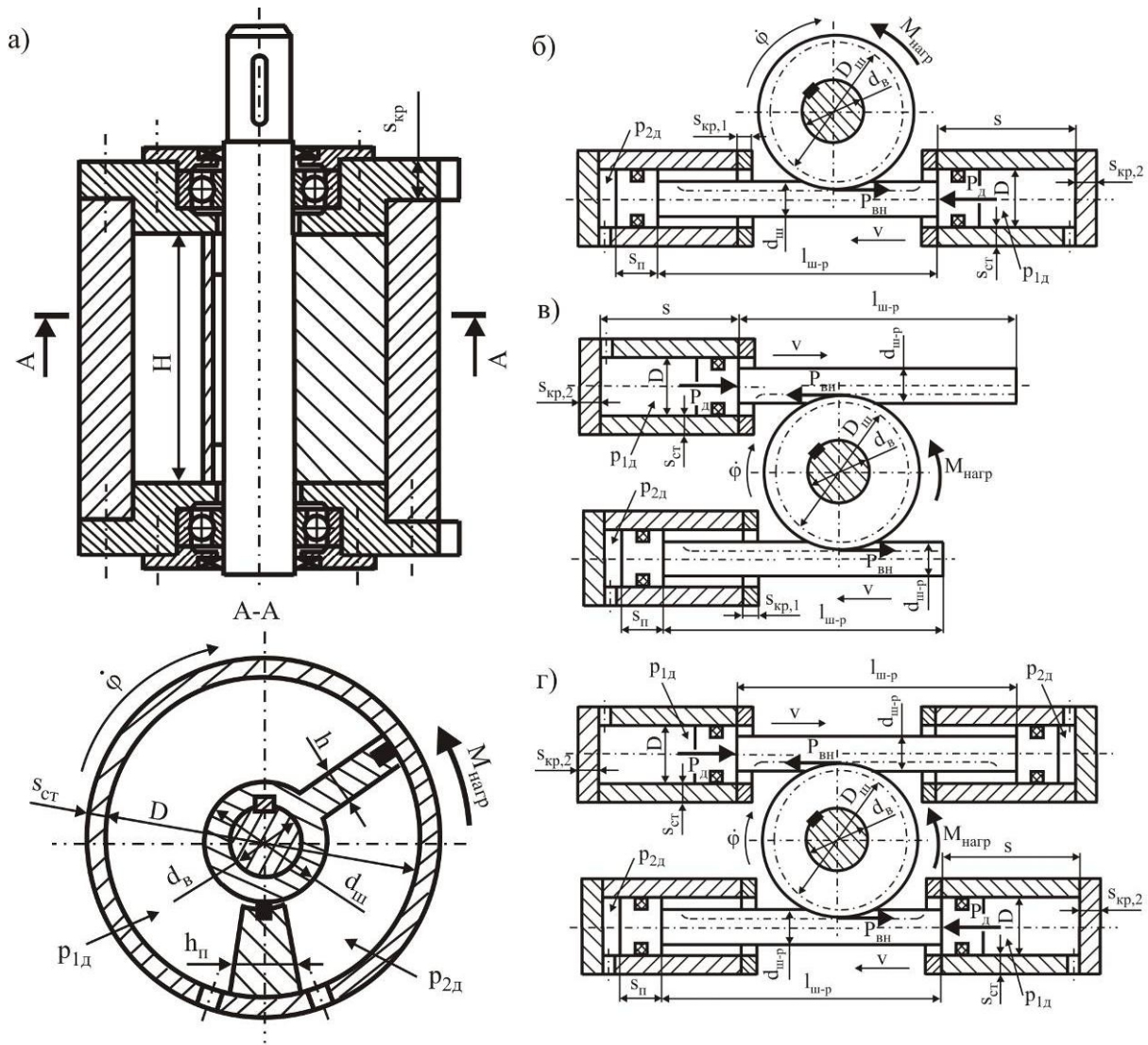


Рис. 1. Конструкции и расчетные схемы поворотных гидродвигателей:
а – шиберный гидродвигатель; б - двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель;
в - двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель; г - четырехпоршневой гидродвигатель

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$M = M_{\kappa} + M_{кр} + M_{ш} + M_{\epsilon} + M_{\kappa\delta} + M_n + M_{жс} + 2M_{ни} =$$

$$= \pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S_{cm} H + 0,5 \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{\epsilon}^2] S_{кр} + \rho_{ш} H [0,25 \pi (d_{ш}^2 - d_{\epsilon}^2) + 0,5 (D - d_{ш})] +$$

$$+ 0,25 \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} + 0,25 \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (H + 4S_{кр}) n_{\kappa\delta} + 0,5 \rho_{\kappa} (D - d_{ш}) h_n H +$$

$$0,5 \rho_{жс} H (D - d_{ш}) [0,5 \pi (D + d_{ш}) / 4 - h - h_n] + 2M_{ни} (d_{\epsilon});$$
(1)

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$M = 2(M_{\kappa} + M_{кр1} + M_{кр2} + M_n + M_{\kappa\delta} + M_{жс} + M_{ни}) + M_{ш-р} + M_{\epsilon} + M_{ш} =$$

$$= 2 \pi \rho_{\kappa} (D + S_{cm}) S S_{cm} + \pi \rho_{кр} [(D + 2S_{cm})^2 - d_{ш-р}^2] S_{кр,1} / 2 + \pi \rho_{кр} (D + 2S_{cm}) S_{кр,2} / 2 + \pi \rho_n S_n D^2 / 2 +$$

$$+ \pi \rho_{ш-р} l_{ш-р} d_{ш-р}^2 / 4 + \pi \rho_{\kappa\delta} d_{\kappa\delta}^2 (S + S_{кр,1} + S_{кр,2}) n_{\kappa\delta} / 2 + \pi \rho_{\epsilon} d_{\epsilon}^2 l_{\epsilon} / 4 + \pi \rho_{ш} D_{ш}^2 H_{ш} / 4 +$$

$$+ \pi \rho_{жс} D^2 (S - S_n) / 2 + 2M_{ни} (d_{\epsilon});$$
(2)

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$M = 2(M_{\kappa} + M_{\kappa p1} + M_{\kappa p2} + M_n + M_{\kappa d} + M_{\text{ж}} + M_{\text{ш-р}} + M_{\text{нш}}) + M_{\text{в}} + M_{\text{ш}} =$$

$$= 2\pi\rho_{\kappa}(D + S_{\text{см}})S_{\text{см}} + \pi\rho_{\kappa p}\left[(D + 2S_{\text{см}})^2 - d_{\text{ш-р}}^2\right]S_{\kappa p,1}/2 + \pi\rho_{\kappa p}(D + 2S_{\text{см}})^2 S_{\kappa p,2}/2 + \pi\rho_n S_n D^2/2 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ш-р}}l_{\text{ш-р}}d_{\text{ш-р}}^2/2 + \pi\rho_{\kappa d}d_{\kappa d}^2(S + S_{\kappa p,1} + S_{\kappa p,2})n_{\kappa d}/2 + \pi\rho_{\text{в}}d_{\text{в}}^2l_{\text{в}}/4 + \pi\rho_{\text{ш}}D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}}/4 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ж}}D^2(S - S_n)/2 + 2M_{\text{нш}}(d_{\text{в}});$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$M = 4(M_{\kappa} + M_{\kappa p1} + M_{\kappa p2} + M_n + M_{\kappa d} + M_{\text{ж}}) + 2(M_{\text{ш-р}} + M_{\text{нш}}) + M_{\text{в}} + M_{\text{ш}} =$$

$$= 4\pi\rho_{\kappa}(D + S_{\text{см}})S_{\text{см}} + \pi\rho_{\kappa p}\left[(D + 2S_{\text{см}})^2 - d_{\text{ш-р}}^2\right]S_{\kappa p,1} + \pi\rho_{\kappa p}(D + 2S_{\text{см}})^2 S_{\kappa p,2} + \pi\rho_n S_n D^2 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ш-р}}l_{\text{ш-р}}d_{\text{ш-р}}^2/2 + \pi\rho_{\kappa d}d_{\kappa d}^2(S + S_{\kappa p,1} + S_{\kappa p,2})n_{\kappa d} + \pi\rho_{\text{в}}d_{\text{в}}^2l_{\text{в}}/4 + \pi\rho_{\text{ш}}D_{\text{ш}}^2 H_{\text{ш}}/4 +$$

$$+ \pi\rho_{\text{ж}}D^2(S - S_n) + 2M_{\text{нш}}(d_{\text{в}}),$$

где $M_{\kappa}, M_{\kappa p}, M_{\kappa p1}, M_{\kappa p2}, M_{\text{ш}}, M_{\text{в}}, M_{\kappa d}, M_n, M_{\text{ж}}, M_{\text{нш}}, M_{\text{ш-р}}, M_{\text{ш}}$ - масса корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, подшипника, штока-рейки, шестерни соответственно; $\rho_{\kappa}, \rho_{\kappa p}, \rho_{\kappa p1}, \rho_{\kappa p2}, \rho_{\text{ш}}, \rho_{\text{в}}, \rho_{\kappa d}, \rho_n, \rho_{\text{ж}}, \rho_{\text{ш-р}}, \rho_{\text{ш}}$ - плотность материала корпуса, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием, торцевой глухой крышки, штока, выходного вала, крепежных деталей, поршня, жидкости, штока-рейки, шестерни соответственно; D - внутренний диаметр корпуса или гидроцилиндра; H - глубина корпуса; $S_{\text{см}}, S_{\kappa p}, S_{\kappa p1}, S_{\kappa p2}$ - толщина стенки корпуса или гидроцилиндра, торцевой крышки, торцевой крышки с отверстием и торцевой глухой крышки соответственно; $d_{\text{в}}, d_{\text{ш}}, d_{\kappa d}, d_{\text{ш-р}}$ - диаметр выходного вала, шибера, крепежных деталей, штока-рейки соответственно; S_n - толщина поршня; S - ход поршня; $D_{\text{ш}}, H_{\text{ш}}$ - диаметр делительной окружности и ширина шестерни; $l_{\text{в}}, l_{\text{ш-р}}$ - длина выходного вала и штока-рейки; h, h_n - толщина лопасти шибера и перегородки; $n_{\kappa d}$ - количество крепежных деталей; $M_{\text{нш}}(d_{\text{в}})$ - масса подшипника для фиксации выходного вала.

При решении задачи обеспечения минимума объема, необходимого для размещения поворотного гидродвигателя, в качестве целевой функции выступает объем, определяемый габаритными размерами оптимизируемой конструкции. Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рис. 1) их объем определяется следующими соотношениями:

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$V = (D + 2S_{\text{см}})^2(H + 2S_{\kappa p});$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D/2 + S_{\text{см}} + 0,75d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + 2S_{\kappa p,2} + S_n);$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D + 2S_{\text{см}} + 1,5d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + S_{\kappa p,2} + S_n);$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$V = (D_{\text{ш}} + 2S_{\text{см}})(D_{\text{ш}} + D + 2S_{\text{см}} + 1,5d_{\text{ш-р}})(l_{\text{ш-р}} + S + 2S_{\kappa p,2} + S_n).$$

При решении задачи обеспечения минимума потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя при формировании целевой функции необходимо учесть основные источники возникновения указанных потерь:

- трение скольжения между уплотняющими элементами и корпусом гидродвигателя или гидроцилиндра;

- трение в подшипниках опорных узлов выходного вала;

- внутренние утечки рабочей жидкости из рабочей полости двигателя с высоким давлением в нерабочую полость с низким давлением через зазоры между роторными и статорными элементами.

В общем виде соотношение для расчета потерь мощности при работе поворотного гидродвигателя принимает вид

$$\eta = \frac{\sum_i M_{fs,i} + 2M_{fb}}{M_{нагр}} + \frac{\sum_j \Delta q_j}{Q_n},$$

где $M_{fs,i}$ - момент трения скольжения в i -м уплотнении; M_{fb} - момент трения в подшипнике опорного узла выходного вала; $M_{нагр}$ - статический крутящий момент сопротивления повороту со стороны полезной нагрузки; Δq_j - объемный расход утечки жидкости через j -й зазор между роторными и статорными деталями гидродвигателя; Q_n - объемный расход рабочей жидкости при номинальной скорости вращения выходного вала.

Для шиберного гидродвигателя момент трения скольжения в уплотнении представляет собой сумму моментов от сил трения боковых поверхностей уплотнительного элемента в лопасти шиберы о внутреннюю поверхность корпуса на длине H и о внутреннюю поверхность торцевых крышек на длине в пределах $(D - d_{ш})/2$, а также боковой поверхности уплотнительного элемента в перегородке о наружную поверхность лопасти шиберы на длине H :

$$\sum_i M_{fs,i} = f_{fr} h (D + d_{ш}) (2H + D - d_{ш}) [0,0125 \varepsilon E_s + c_s (p_{1\partial} - p_{2\partial})] / 6,$$

где f_{fr} - коэффициент трения скольжения материала уплотнительного элемента по стали; ε - относительное сжатие уплотнительного элемента [19]; E_s - модуль упругости материала уплотнительного элемента; c_s - коэффициент передачи материалом уплотнительного элемента давления на стенку корпуса (по данным [19] $c_s = 0,8 \dots 1,0$); $p_{1\partial}, p_{2\partial}$ - давление рабочей жидкости в рабочей и нерабочей полостях гидродвигателя.

Для поршневых поворотных двигателей момент от сил трения скольжения в подвижном уплотнении между поршнем и внутренней поверхностью гидроцилиндра зависит от вида уплотнительных элементов, в качестве которых в настоящее время преимущественно применяются уплотнительные резиновые манжеты по ГОСТ 14896-84 или металлические поршневые кольца по ОСТ 2 А54-1-72. Он может быть рассчитан по зависимости, основанной на соотношениях [6, 20]:

$$M_{fs} = 0,5\pi f_{fr} D b_s D_{ш} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})],$$

где b_s - ширина уплотнительного элемента; n_s - число уплотнительных элементов, установленных на одном поршне; p_k - контактное давление, создаваемое уплотнительным элементом.

Момент трения в подшипниках согласно рекомендациям [21] представляется состоящим из двух компонент: одной, независимой от величины эксплуатационной нагрузки на подшипник, и второй, пропорциональной этой нагрузке:

$$M_{fb} = 0,5(cd_e + f_0 R_b) d_e,$$

где c, f_0 - коэффициенты, определяемые типом подшипника качения [21]; R_b - радиальная нагрузка на подшипник.

В настоящее время достоверная расчетная оценка объемного расхода утечки жидкости из рабочей полости двигателя с высоким давлением в нерабочую полость с низким давлением через зазоры между роторными и статорными элементами оказывается достаточно проблематичной. Для упругих уплотняющих элементов (резина, фторопласт и др.) можно воспользоваться подходом, представленным в [22] для уплотнений подвижных соединений с обеспеченной гидродинамической смазкой, что как раз и характерно для работы гидродвигателей. Путем преобразования зависимостей [22] можно записать:

- для уплотнительных колец

$$\Delta q_j = 0,63 \alpha_s \dot{F}_s \sqrt{\mu_{жс} \nu_s h_s / E_s};$$

- для манжет

$$\Delta q_j = 0,5\alpha_s \dot{F}_s \sqrt{\mu_{жс} v_s / p'_{w1}},$$

где α_s - безразмерный коэффициент при расчете величины зазора в уплотнении с упругим уплотняющим элементом [22]; $\dot{F}_s$ - скорость увеличения площади поверхности статорного элемента, очерченной движущимся уплотнительным элементом; $\mu_{жс}$ - динамическая вязкость рабочей жидкости при рабочем давлении гидропривода; v_s - линейная скорость уплотнительного элемента; h_s - ширина уплотнительного элемента в направлении движения; p'_{w1} - градиент давления по ширине манжеты [22].

Для жестких (металлических) уплотняющих элементов, для которых величина зазора в уплотнении подвижного соединения определяется возможной разностью диаметров контртел (посадкой), величину Δq_j приблизительно можно оценить, рассматривая гидродинамику истечения вязкой жидкости через прецизионные кольцевые или прямоугольные щели (систему последовательно расположенных щелей) под действием перепада давлений. В этом случае с учетом соотношений, приведенных в [23]:

- для кольцевой щели

$$\Delta q_j = 0,25\pi\mu_{щ}(ES + ei)[2D_n + (ES - ei)]\sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial})/\rho_{жс}};$$

- для прямоугольной щели

$$\Delta q_j = \mu_{щ}L_s(ES + ei)\sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial})/\rho_{жс}};$$

где $\mu_{щ}$ - коэффициент расхода щели (системы щелей); D_n - номинальный размер уплотняемой поверхности; ES - верхнее отклонение отверстия, определяемое допуском на изготовление охватывающей детали; ei - нижнее отклонение вала, определяемое допуском на изготовление охватываемой детали; L_s - линейная протяженность щели.

Отклонения от номинального размера уплотняемой поверхности ES и ei зависят от его величины D_n и принятой посадки сопрягаемых деталей подвижного соединения. Они регламентируются ГОСТ 25346-2013 [24].

Для рассматриваемых типов поворотных гидродвигателей (рис. 1) относительные потери мощности определяются следующими соотношениями:

- шиберный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$\eta = \left\{ f_{fr} h (D + d_{ш}) (2H + D - d_{ш}) [0,0125\epsilon E_s + c_s (p_{1\partial} - p_{2\partial})] / 6 + \right. \\ \left. + [cd_{\epsilon} + 0,25H(D + d_{ш})(p_{1\partial} - p_{2\partial})] d_{\epsilon} \right\} / M_{назр} + \\ + \frac{8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} h \dot{\phi}_n / E_s} [0,18H(D^{1,5} + d_{ш}^{1,5}) + 0,13\pi(D^2 - d_{ш}^2)\sqrt{D + d_{ш}}]}{H(D^2 - d_{ш}^2)}, \quad (9)$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + (cd_{\epsilon} + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{назр} / D_{ш}) d_{\epsilon} \right\} / M_{назр} + \\ + 2,8\alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / D p'_{w1}}; \quad (10)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \left\{ \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{1\partial} - p_{2\partial})] + (cd_{\epsilon} + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{назр} / D_{ш}) d_{\epsilon} \right\} / M_{назр} + \\ + 4\mu_{щ} \sqrt{2(p_{1\partial} - p_{2\partial})/\rho_{жс}} (ES + ei)[2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{ш}; \quad (11)$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \{ \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{10} - p_{20})] + c d_{\epsilon}^2 \} / M_{нагр} + 2,8 \alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / D p'_{w1}} ; \quad (12)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \{ \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{10} - p_{20})] + c d_{\epsilon}^2 \} / M_{нагр} + 4 \mu_{ш} \sqrt{2(p_{10} - p_{20}) / \rho_{жс}} (ES + ei) [2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{ш} ; \quad (13)$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

при уплотнении поршня гидроцилиндра манжетами

$$\eta = \{ 2 \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{10} - p_{20})] + c d_{\epsilon}^2 \} / M_{нагр} + 2,8 \alpha_s \sqrt{\mu_{жс} \dot{\phi}_n / D p'_{w1}} ; \quad (14)$$

при уплотнении поршня гидроцилиндра поршневыми кольцами

$$\eta = \{ 2 \pi f_{fr} b_s D D_{ш} [n_s p_k + (p_{10} - p_{20})] + c d_{\epsilon}^2 \} / M_{нагр} + 4 \mu_{ш} \sqrt{2(p_{10} - p_{20}) / \rho_{жс}} (ES + ei) [2D + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n D^2 D_{ш} , \quad (15)$$

где α_w - угол зацепления шестерни.

Анализ зависимостей (1), (5) и (9) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности шибера гидродвигателя определяются десятью конструктивными размерами ($D, H, S_{cm}, S_{кр}, d_{\epsilon}, d_{ш}, d_{к\delta}, l_{\epsilon}, h, h_n$) и одним количественным параметром ($n_{к\delta}$). Однако только два из них являются независимыми: внутренний диаметр D и глубина H корпуса гидродвигателя, из которых и следует формировать вектор управляемых параметров вида

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2\} = \{D \ H\}.$$

Остальные размеры и параметр либо являются фиксированными, так как определяются конструкцией передаточного механизма и величиной эксплуатационной нагрузки ($d_{\epsilon}, l_{\epsilon}$), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D и H по соотношениям [6, 9]:

- толщина стенки корпуса:

$$S_{cm} = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + 1,25 p_{10} (1 - 2\mu)}{[\sigma]_p - 1,25 p_{10} (1 + \mu)}} - 1 \right);$$

- толщина торцевой крышки (плоской с центральным отверстием)

$$S_{кр} = 0,55 D \left[0,829 - 0,289 (d_{\epsilon} / D - 0,778 (d_{\epsilon} / D)^2) \sqrt{p_{10} / [\sigma]_p} \right];$$

- диаметр шибера

$$d_{ш} = k_d D ;$$

- толщина лопасти шибера и перегородки

$$h = h_n = \begin{cases} D(1 - k_d) \sqrt{1,5(p_{10} - p_{20}) / [\sigma]_p} , & h \geq 0,3 d_{ш} ; \\ (0,3 \dots 0,5) d_{ш} , & h < 0,3 d_{ш} \end{cases};$$

- ориентировочное количество крепежных деталей

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

- минимальный внутренний диаметр резьбы крепежных деталей

$$d_{к\delta} = 2,8 \sqrt{(D + 2 S_{cm}) S_{cm} ([q] + 1,25 m p_{10} / n_{к\delta} [\sigma]_{p\delta})} ;$$

- диаметр выходного вала

$$d_{\epsilon} = 1,72 \sqrt[3]{k_{mp} M_{нагр} / [\tau]} ;$$

- длина выходного вала

$$l_{\epsilon} = H + 2 S_{кр} + l_{хв} ,$$

где $[\sigma]_p, \mu$ - допустимое напряжение на разрыв и коэффициент Пуассона материала корпуса гидродвигателя; k_d - коэффициент диаметра штока, зависящий от рабочего давления [6]; Δt_{ϵ} - шаг расстановки крепежных элементов, зависящий от величины пробного давления;

$[\sigma]_{p\delta}$ - допустимое напряжение на разрыв материала крепежной детали [21]; $[q]$ - допустимое давление для плоских прокладок уплотнения стыка корпуса с крышкой [6]; m - прокладочный коэффициент [6]; k_{mp} - коэффициент учета усилия трения в уплотнениях механизма; $[\tau]$ - допустимое напряжение на кручение валов из конструкционных сталей; $l_{x\delta}$ - длина хвостовика выходного вала.

Эти размеры являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор:

$$\begin{aligned} \{z\}^T &= \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9\} = \\ &= \{S_{cm} \ S_{kp} \ d_{ш} \ d_{\kappa\delta} \ h \ h_n \ n_{\kappa\delta} \ d_{\delta} \ l_{\delta}\}. \end{aligned}$$

Анализ зависимостей (2-4), (6-8) и (10-15) позволяет сделать вывод о том, что критерии оптимальности поршневого гидродвигателя определяются тринадцатью конструктивными размерами ($D, D_{ш}, S_{cm}, S_{kp1}, S_{kp2}, S_n, S, d_{\delta}, d_{ш-p}, d_{\kappa\delta}, l_{\delta}, l_{ш-p}, H_{ш}$) и одним количественным параметром ($n_{\kappa\delta}$). Однако только два из них являются независимыми: внутренний диаметр D гидроцилиндра и диаметр шестерни $D_{ш}$. Для определения размеров зубчатой передачи существенное значение имеет также величина модуля шестерни $m_{ш}$. Поэтому из указанных размеров и целесообразно сформировать вектор управляемых параметров вида

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

Остальные размеры являются либо фиксированными, так как определяются конструкцией гидродвигателя и величиной эксплуатационной нагрузки (d_{δ}, l_{δ}), либо могут быть однозначно рассчитаны в зависимости от D и $D_{ш}$ по следующим формулам [6, 10]:

- толщина торцевой крышки (плоской с центральным отверстием)

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

- толщина глухой торцевой плоской крышки

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

- диаметр штока-рейки

$$d_{ш-p} = k_d D;$$

- толщина поршня

$$S_n = 0,25D;$$

- длина корпуса гидроцилиндра

$$S = 0,6 D_{ш} [\varphi] + S_n;$$

- длина штока-рейки

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

- ширина шестерни

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

где $[\varphi]$ - максимальный угол поворота, регламентируемый техническим заданием на проектирование механизма поворота; ψ_{bm}, ψ_{bd} - коэффициенты ширины колеса [21].

Толщина стенки корпуса S_{cm} , диаметр d_{δ} и длина l_{δ} выходного вала, минимальный внутренний диаметр резьбы $d_{\kappa\delta}$ и ориентировочное количество $n_{\kappa\delta}$ крепежных деталей определяются аналогично шибберному гидродвигателю.

Эти размеры являются неуправляемыми параметрами, из которых формируется вектор:

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

Таким образом, целевые функции задачи оптимального проектирования поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных машин примут вид:

- шиберный поворотный гидродвигатель (рис. 1, а)

$$\begin{aligned} \Pi_M(\{x\}, \{z\}) &= \pi \rho_{\kappa} (x_1 + z_1) z_1 x_2 + 0,5 \pi \rho_{\kappa p} [(x_1 + 2z_1)^2 - z_8^2] z_2 + \\ &+ \rho_{\omega} x_2 [0,25 \pi (z_3^2 - z_8^2) + 0,5 (x_1 - z_3)] + 0,25 \pi \rho_{\epsilon} z_8^2 z_9 + 0,25 \pi \rho_{\kappa \delta} z_4^2 (x_2 + 4z_2) z_7 + \\ &+ 0,5 \rho_{\kappa} (x_1 - z_3) x_2 z_6 - 0,5 \rho_{\omega} x_2 (x_1 - z_3) [0,25 \pi (x_1 + z_3) - z_5 - z_6] + 2M_{\text{ну}}(z_8); \\ \Pi_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_1 + 2z_1)^2 (x_2 + 2z_2); \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{f_{fr} z_5 (x_1 + z_3) (2x_2 + x_1 - z_3) [0,0125 \epsilon E_s + c_s (p_{1\delta} - p_{2\delta})] / 6 + \\ &+ [cz_8 + 0,25 x_2 (x_1 + z_3) (p_{1\delta} - p_{2\delta})] z_8\} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 8\alpha_s \sqrt{\mu_{\omega} z_5 \dot{\phi}_n / E_s} [0,18 x_2 (x_1^{1,5} + z_3^{1,5}) + 0,13 \pi (x_1^2 - z_3^2) \sqrt{x_1 + z_3}] / x_2 (x_1^2 - z_3^2); \end{aligned}$$

- двухпоршневой одноштоковый гидродвигатель (рис. 1, б)

$$\begin{aligned} \Pi_M(\{x\}, \{z\}) &= 2\pi \rho_{\kappa} (x_1 + z_1) z_5 z_1 + \pi \rho_{\kappa p} [(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2] z_2 / 2 + \pi \rho_{\kappa p} (x_1 + 2z_1)^2 z_3 / 2 + \pi \rho_n x_1^2 z_4 / 2 + \\ &+ \pi \rho_{\kappa \delta} z_8^2 (z_5 + z_2 + z_3) z_{12} / 2 + \pi \rho_{\omega-p} z_9 z_6^2 / 4 + \pi \rho_{\epsilon} z_7^2 z_{10} / 4 + \pi \rho_{\omega} x_2^2 z_{11} / 4 + \\ &+ \pi \rho_{\omega} x_1^2 (z_5 - z_4) / 2 + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ \Pi_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1) (x_2 + 0,5 x_1 + z_1 + 0,75 z_6) (z_9 + z_5 + 2z_3 + z_4); \\ \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ \pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + (cz_7 + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{\text{назр}} / x_2) z_7 \} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 2,8 \alpha_s \sqrt{\mu_{\omega} \dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (17)$$

или

$$\begin{aligned} \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ \pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + (cz_7 + 2f_0 \sqrt{1 + tg^2 \alpha_w} M_{\text{назр}} / x_2) z_7 \} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{\omega} \sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta}) / \rho_{\omega}} (ES + ei) [2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2; \end{aligned}$$

- двухпоршневой двухштоковый гидродвигатель (рис. 1, в)

$$\begin{aligned} \Pi_M(\{x\}, \{z\}) &= 2\pi \rho_{\kappa} (x_1 + z_1) z_5 z_1 + \pi \rho_{\kappa p} [(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2] z_2 / 2 + \pi \rho_{\kappa p} (x_1 + 2z_1)^2 z_3 / 2 + \pi \rho_n x_1^2 z_4 / 2 + \\ &+ \pi \rho_{\kappa \delta} z_8^2 (z_5 + z_2 + z_3) z_{12} / 2 + \pi \rho_{\omega-p} z_9 z_6^2 / 2 + \pi \rho_{\epsilon} z_7^2 z_{10} / 4 + \pi \rho_{\omega} x_2^2 z_{11} / 4 + \\ &+ \pi \rho_{\omega} x_1^2 (z_5 - z_4) / 2 + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ \Pi_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1) (x_2 + x_1 + 2z_1 + 1,5 z_6) (z_9 + z_5 + z_3 + z_4); \\ \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ \pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2 \} / M_{\text{назр}} + 2,8 \alpha_s \sqrt{\mu_{\omega} \dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (18)$$

или

$$\begin{aligned} \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ \pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2 \} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{\omega} \sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta}) / \rho_{\omega}} (ES + ei) [2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2; \end{aligned}$$

- четырехпоршневой гидродвигатель (рис. 1, г)

$$\begin{aligned} \Pi_M(\{x\}, \{z\}) &= 4\pi \rho_{\kappa} (x_1 + z_1) z_5 z_1 + \pi \rho_{\kappa p} [(x_1 + 2z_1)^2 - z_6^2] z_2 + \pi \rho_{\kappa p} (x_1 + 2z_1)^2 z_3 + \pi \rho_n x_1^2 z_4 + \\ &+ \pi \rho_{\kappa \delta} z_8^2 (z_5 + z_2 + z_3) z_{12} + \pi \rho_{\omega-p} z_9 z_6^2 / 2 + \pi \rho_{\epsilon} z_7^2 z_{10} / 4 + \pi \rho_{\omega} x_2^2 z_{11} / 4 + \pi \rho_{\omega} x_1^2 (z_5 - z_4) + 2M_{\text{ну}}(z_7); \\ \Pi_V(\{x\}, \{z\}) &= (x_2 + 2z_1) (x_2 + x_1 + 2z_1 + 1,5 z_6) (z_9 + z_5 + 2z_3 + z_4); \\ \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ 2\pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2 \} / M_{\text{назр}} + 2,8 \alpha_s \sqrt{\mu_{\omega} \dot{\phi}_n / x_1 p'_{w1}} \end{aligned} \quad (19)$$

или

$$\begin{aligned} \Pi_{\eta}(\{x\}, \{z\}) &= \{ 2\pi f_{fr} b_s x_1 x_2 [n_s p_k + (p_{1\delta} - p_{2\delta})] + cz_7^2 \} / M_{\text{назр}} + \\ &+ 4\mu_{\omega} \sqrt{2(p_{1\delta} - p_{2\delta}) / \rho_{\omega}} (ES + ei) [2x_1 + (ES - ei)] / \dot{\phi}_n x_1^2 x_2. \end{aligned}$$

В рамках однокритериального подхода к оптимизации шибера поворотного гидродвигателя задача оптимального проектирования сводится к минимизации одной из целевых функций вида (16) при ограничениях [9, 18]:

- конструктивными условиями

$$x_1 > 0; \quad x_2 > 0; \quad z_3 - 1,3z_8 \geq 0; \quad k_{D/H}^{\max} - x_1 / x_2 \geq 0; \quad k_{D/H}^{\max} - x_2 / x_1 \geq 0;$$

- условием обеспечения максимального угла поворота

$$2[\pi - \arcsin(z_5 / z_3) - \arcsin(z_6 / z_3)] - [\varphi] \geq 0;$$

- условием обеспечения тягового усилия

$$x_1 - 2 \sqrt[3]{\frac{k_{mp} M_{нагр} x_1}{x_2 (1 - k_d^2) (p_{10} - p_{20})}} \geq 0;$$

- условием обеспечения скорости установившегося движения

$$8Q_n / x_2 (x_1^2 - z_3^2) - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условием лимитирования углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - [0,125(p_{10} - p_{20})x_2(x_1^2 - z_3^2) - k_{mp} M_{нагр}] / J_u \geq 0;$$

- условием обеспечения изгибной прочности корневого сечения шибера

$$[\sigma]_p - 0,375(p_{10} - p_{20})(x_1 - z_3)^2 / z_5^2 \geq 0;$$

- условием обеспечения усталостной прочности корневого сечения шибера

$$\sigma_{-1} / K - 0,375(p_{10} - p_{20})(x_1 - z_3)^2 / z_5^2 \geq 0,$$

где $k_{D/H}^{\max}$ - максимально допустимое соотношение размеров D/H ; $[\varphi]$, $[\ddot{\varphi}]$ - максимальный угол поворота и угловое ускорение при разгоне выходного вала, регламентируемые техническим заданием на проектирование гидродвигателя; J_u - момент инерции вращающихся масс, приведенный к выходному валу гидродвигателя; σ_{-1} - предел выносливости материала шибера; K - коэффициент снижения предела выносливости материала шибера, определяемый согласно ГОСТ 25.504-82 [25].

В рамках однокритериального подхода к оптимизации поршневых поворотных гидродвигателей задача их оптимального проектирования сводится к минимизации одной из целевых функций вида (17)-(19) при ограничениях [10, 18]:

- конструктивными условиями

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

$$k_{zш}^{\max} - x_1 / x_2 \geq 0; \quad k_{zш}^{\max} - x_2 / x_1 \geq 0; \quad 2z_6 - z_{11} \geq 0$$

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

- условием использования модулей, рекомендуемых для силовых зубчатых передач

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

- условием размещения минимального числа зубьев шестерни

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

- условием размещения крепежных элементов

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

- условием обеспечения рекомендуемой ширины штока-рейки вдоль делительной прямой

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

- условием изготовления вала-шестерни минимального диаметра

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

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

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

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

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

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

$$\sigma_{F \lim \sigma}^o / S_F - 10,0 k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} / n_n x_2 x_3^2 \geq 0;$$

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

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

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

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

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

$$[\sigma]_p - P_{вн} [1 + 0,25 x_2 (x_2 - 2x_3) / i_{\min}^2] / A_{ш-p} \geq 0;$$

- условием обеспечения усталостной прочности рейки

$$\sigma_{-1} / K - P_{вн} [1 + 0,25 x_2 (x_2 - 2x_3) / i_{\min}^2] / A_{ш-p} \geq 0;$$

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

$$\sigma_{кр} - P_{вн} / A_{ш-p} \geq 0; \quad (20)$$

- условием обеспечения тягового усилия

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

- условием обеспечения плавности движения штока-рейки

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

- условием обеспечения скорости установившегося движения

$$16 Q_n / \pi n_n x_1^2 x_2 - \dot{\varphi}_n \geq 0;$$

- условием ограничения углового ускорения выходного вала при разгоне

$$[\ddot{\varphi}] - \left\langle 0,0625 \pi n_n x_1^2 x_2 \left\{ p_{1\delta} - \left[1 - (z_6 / x_1)^2 \right] p_{2\delta} \right\} - k_{mp} \eta_{нк} M_{назр} \right\rangle / J_u \geq 0,$$

где $z_{\min}$ - минимальное число зубьев; $k_{zu}^{\max}$ - максимально допустимое соотношение размеров $D / D_{ш}$; σ_T - предел текучести; σ_{-1} - предел выносливости материала рейки; $\sigma_{H \lim \sigma}$, $\sigma_{HP \max}$, $\sigma_{F \lim \sigma}^o$, $\sigma_{F \lim M}$, $\sigma_{F \lim L}$ - допускаемое контактное напряжение, допускаемое предельное контактное напряжение, базовый предел выносливости материала зубьев, предельное напряжение при изгибе, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, и исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоциклового усталости, соответственно [26]; 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 [26]; K - коэффициент снижения предела выносливости материала рейки, определяемый согласно ГОСТ 25.504-82 [25]; k_{nep} - коэффициент перегрузки по преодолеваемому крутящему моменту на выходном валу гидродвигателя; $k_{nep}^{\max}$ - коэффициент перегрузки по наибольшему за срок службы преодолеваемому крутящему моменту; $\eta_{нк}$ - коэф-

коэффициент полезного действия подшипников выходного вала; $P_{вн}$ - сжимающее осевое усилие в штоке-рейке при повороте; $A_{ш-р}$ - 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; $[\ddot{\varphi}]$ - угловое ускорение при разгоне выходного вала, регламентируемое техническим заданием на проектирование гидродвигателя; n_n - число поршней гидродвигателя.

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.

Проверка выполнения условия обеспечения устойчивости штока-рейки в соответствии с зависимостью (20) требует расчета ряда вспомогательных величин. Геометрические характеристики поперечного сечения нарезанной части штока-рейки приближенно можно оценить с помощью следующих зависимостей:

- площадь

$$A_{ш-р} \approx 0,25\pi z_6^2 - 0,53x_3 \left[3\sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} + 2\sqrt{x_3(z_6 + 2x_3)} \right];$$

- момент инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$J_{\min} \approx \pi z_6^4 / 64 - x_3^3 \sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} / 6 - 0,27x_3(z_6 - 2x_3)^2 \left[3\sqrt{2x_3(z_6 - 2x_3)} + 2\sqrt{x_3(z_6 + 2x_3)} \right];$$

- радиус инерции в плоскости минимальной жесткости сечения

$$i_{\min} = \sqrt{J_{\min} / A_{ш-р}}.$$

Гибкость штока-рейки составляет

- для гидродвигателей схем, представленных на рис. 1, б, г

$$\lambda = 1,2 \sqrt{x_2^2 - (x_2 - x_1 - 2z_1 + z_6)^2} / i_{\min};$$

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

$$\lambda = 4,8 \sqrt{x_2^2 - (x_2 - x_1 - 2z_1 + z_6)^2} / i_{\min}.$$

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

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

где E - модуль упругости материала штока-рейки; $\sigma_{нц}$ - предел пропорциональности материала штока-рейки; a, b - коэффициенты, определяемые в зависимости от материала штока-рейки [27].

Величина сжимающего осевого усилия в штоке-рейке определяется зависимостью

$$P_{вн} = 4k_{тр}\eta_{нк}M_{нагр} / n_n D_{ш}.$$

Для нахождения минимума целевых функций (16-19) с учетом накладываемых на них ограничений следует использовать один из прямых методов оптимизации [17, 18]. Результатом оптимизационных расчетов является итерационное нахождение оптимальных векторов $\{x\}_M^{opt}$, $\{x\}_V^{opt}$ и $\{x\}_\eta^{opt}$. Их элементами являются такие значения управляемых (варьируемых) параметров $\{x\}$, которые совместно с вычисленными на их основе неуправляемыми параметрами $\{z\}$ определяют оптимальную конструкцию проектируемого поворотного гидродвигателя по одному из рассмотренных критериев эффективности.

Расчеты показывают, что проектирование поворотных гидродвигателей для одинаковых исходных данных на основе учета различных критериев эффективности приводит к получению не совпадающих оптимальных векторов и соответствующих им векторов неуправ-

ляемых параметров, т.е. $\{x\}_M^{opt} \neq \{x\}_V^{opt} \neq \{x\}_\eta^{opt}$ и $\{z\}_M^{opt} \neq \{z\}_V^{opt} \neq \{z\}_\eta^{opt}$. Поэтому оптимальное проектирование поворотных гидродвигателей манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, обеспечивающее учет всех или несколько принятых критериев эффективности, должно быть многокритериальным, а оптимизируемая целевая функция должна быть комплексной и включать в себя целевые функции всех учитываемых критериев эффективности.

В качестве комплексной целевой функции многокритериальной оптимизации предлагается аддитивная функция общего вида

$$C_{MV\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + \right. \\ \left. + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min, \quad (21)$$

где w_M, w_V, w_η - весовые коэффициенты для следующих критериев эффективности конструкции гидродвигателя соответственно: минимума массы M , минимума занимаемого объема V , минимума потери мощности η , причем $w_M + w_V + w_\eta = 1$.

Как того требует теория многокритериальной оптимизации [14-16], отдельные слагаемые в выражении (21) являются безразмерными и нормированными величинами, значения которых в допустимом пространстве искомых векторов $\{x\}$ лежат в интервале $[0;1]$.

При использовании комплексной целевой функции вида (21) процесс оптимального проектирования поворотного гидродвигателя протекает в два этапа:

- на первом этапе выполняется однокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевых функций (16-19) по всем учитываемым критериям эффективности с нахождением оптимальных векторов $\{x\}_M^{opt}$ и $\{z\}_M^{opt}$, $\{x\}_V^{opt}$ и $\{z\}_V^{opt}$, $\{x\}_\eta^{opt}$ и $\{z\}_\eta^{opt}$, а также значений целевых функций в оптимальной точке $C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})$, $C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})$ и $C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})$;

- на втором этапе выполняется многокритериальная оптимизация на основе условной минимизации целевой функции (21) с нахождением оптимальных векторов $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{MV\eta}^{opt}$.

В случае учета лишь двух из трех критериев эффективности поворотных гидродвигателей комплексная целевая функция многокритериальной оптимизации (21) примет один из частных видов:

- при $w_M \neq 0$, $w_V \neq 0$ и $w_\eta = 0$

$$C_{MV}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min;$$

- при $w_M \neq 0$, $w_V = 0$ и $w_\eta \neq 0$

$$C_{M\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_M \left[1 - \frac{C_M(\{x\}_M^{opt}, \{z\}_M^{opt})}{C_M(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min;$$

- при $w_M = 0$, $w_V \neq 0$ и $w_\eta \neq 0$

$$C_{V\eta}(\{x\}, \{z\}) = \left\{ w_V \left[1 - \frac{C_V(\{x\}_V^{opt}, \{z\}_V^{opt})}{C_V(\{x\}, \{z\})} \right]^2 + w_\eta \left[1 - \frac{C_\eta(\{x\}_\eta^{opt}, \{z\}_\eta^{opt})}{C_\eta(\{x\}, \{z\})} \right]^2 \right\}^{0.5} \rightarrow \min.$$

В процессе условной минимизации приведенных частных видов комплексной целевой функции общего вида (21) находятся соответственно оптимальные векторы вида $\{x\}_{MV}^{opt}$ и $\{z\}_{MV}^{opt}$, $\{x\}_{M\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{M\eta}^{opt}$, $\{x\}_{V\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{V\eta}^{opt}$.

По своему смыслу комплексная целевая функция вида (21) выражает меру близости расположения точки ее оптимума в пространстве переменных параметров $\{x\}$ к расположению точек оптимума всех учитываемых однокритериальных целевых функций (16)-(19) в пространстве тех же параметров. Оптимальный вектор $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ поэтому выражает собой такое расположение точки оптимума целевой функции (21), для которой характерна минимальная сумма расстояний до точек оптимума целевых функций (16)-(19). Иными словами, содержащиеся в оптимальных векторах $\{x\}_{MV\eta}^{opt}$ и $\{z\}_{MV\eta}^{opt}$ конструктивные размеры характеризуют такую конструкцию проектируемого поворотного гидродвигателя, которая в наибольшей степени отражает учитываемые критерии его эффективности и наилучшим образом обеспечивает их одновременное сочетание.

При равных значениях весовых коэффициентов w_M, w_V, w_η проектная значимость всех критериев эффективности одинакова. Обеспечение в процессе оптимального проектирования не одинаковой степени значимости различных критериев эффективности достигается заданием не одинаковых величин весовых коэффициентов: чем критерий эффективности более значим, тем большей задается величина соответствующего весового коэффициента. Задание нулевого значения весового коэффициента исключает соответствующий критерий эффективности из рассмотрения в процессе оптимального проектирования. В частности, при задании в выражении для комплексной целевой функции (21) нулевыми любых двух весовых коэффициентов задача проектирования поворотного гидродвигателя сведется к задаче однокритериальной оптимизации, так в этом случае целевая функция (21) будет эквивалентна одной из соответствующих целевых функций (16)-(19) и их минимумы будут достигаться при одном и том же оптимальном векторе $\{x\}^{opt}$.

Выводы.

1. Предложенные в данной работе математические модели основных типов поворотных гидродвигателей, в настоящее время широко используемых в конструкциях манипуляционных систем отечественных и зарубежных мобильных транспортно-технологических машин широкого функционального назначения, позволяют учесть в процессе их автоматизированного проектирования наиболее значимые с точки зрения обеспечения высоких технико-экономических показателей гидродвигателей критерии эффективности – минимумов массы (веса), занимаемого объема и потери мощности.

2. Сформулированная на базе указанных математических моделей задача многокритериальной условной оптимизации конструктивных размеров поворотных гидродвигателей с учетом комплекса конструктивных, прочностных и деформационных ограничений позволяет разрабатывать гидродвигатели, в оптимизированной конструкции которых в требуемой для целей проектирования мере комплексно учитываются названные критерии эффективности.

3. Сформулированная в работе задача многокритериальной оптимизации носит универсальный характер, так при проектировании поворотных гидродвигателей позволяет проводить одно-, двух- и трехкритериальную оптимизацию без внесения изменений в алгоритм решения, что имеет существенное значение для разработки универсального программного обеспечения для автоматизации проектирования мобильных транспортно-технологических машин.

Список литературы.

1. Новоселов, В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов / В. Новоселов // Строительная техника и технологии. – 2013. – №4. – С. 98-110.
2. Бандурин, Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России / Р.А. Бандурин // Проблемы современной экономики. – 2015. - № 26. – С. 138-142.
3. Лагереv, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагереv, А.А. Мильто, И.А. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.
4. Лагереv, И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов / И.А. Лагереv // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 3. – С. 16-49.
5. Лагереv, И.А. Оценка динамической нагруженности и оптимизация трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин для сварки трубопроводов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Лагереv Игорь Александрович. - Брянск, 2011. - 18 с.
6. Лагереv, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагереv. – Брянск: БГУ, 2006. – 232 с.
7. 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.
8. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори, С.А. Ермаков, Т.С. Клапцова, А.В. Кудинов, В.В. Чкалов. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
9. Лагерева, Е.А. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота шиберного типа крано-манипуляторных установок мобильных грузоподъемных машин / Е.А. Лагерева, И.А. Лагереv. – Вестник Брянского государственного технического университета. – 2013. - № 2. – С. 57-63.
10. Лагереv, А.В. Оптимальное проектирование гидравлических механизмов поворота поршневого типа крано-манипуляторных установок многоцелевых транспортно-технологических машин / А.В. Лагереv, Е.А. Лагерева // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2014. - №1. - С. 37-45.
11. Программный комплекс «Оптимизация гидропривода трехзвенного крана-манипулятора» / А.В.Лагереv, И.А.Лагереv. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2012616748. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 27.07.12.
12. Программный комплекс «Оптимизация механизма поворота крана-гидроманипулятора мобильной машины» / Лагерева Е.А., Лагереv И.А., Лагереv А.В. - Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2014613249. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 21.03.14.
13. Лагереv, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагереv, И.А.Лагереv // Подъемно-транспортное дело. – 2013.- № 1. – С. 4-6.
14. 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.
15. Беляков, В.В. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков, А.М. Беляев, М.Е. Бушуева, У.Ш. Вахидов, К.О. Гончаров, Д.В. Зезюлин, В.Е. Колотилин, К.Я. Лелиовский, В.С. Макаров, А.В. Папунин, А.В. Тумасов, А.В. Федоренко // Наземные транспортные системы. – 2013. – №3. – С. 145-174.
16. Хорошев, А.Н. Введение в управление проектированием механических систем. - Белгород, 1999. - 372 с.

17. Гилл, Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт. – М.: Мир, 1985. – 509 с.
18. Лагереv, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.
19. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
20. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
21. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1974. – 656 с.
22. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер, В.В. Гордеев, Б.А. Фурманов, Б.В. Кармугин. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
23. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М.: Машиностроение, 1982. – 424 с.
24. ГОСТ 25346-2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. – Введ. 2014-02-18. – М.: Стандартинформ, 2014. – 38 с.
25. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 80 с.
26. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введ. 01.01.89. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 128 с.
27. Сакало, В.И. Сопротивление материалов / В.И. Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. – 528 с.

Сведения об авторах

Лагереv Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», lagerev-bgu@yandex.ru.

Шатунова Елена Александровна – инженер, shatea88@yandex.ru.

DESIGN OF TURNING HYDRAULIC ENGINES FOR MANIPULATORS OF MOBILE MACHINES ON THE BASIS OF MULTICRITERIAL OPTIMIZATION

Lagerev I.A., Shatunova E.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

In this paper the mathematical models of the main types of turning hydraulic engines, which at the present time widely used in the construction of handling systems of domestic and foreign mobile transport-technological machines wide functionality. They allow to take into consideration the most significant from the viewpoint of ensuring high technical-economic indicators of hydraulic efficiency criteria – minimum mass (weight), their volume and losses of power. On the basis of these mathematical models the problem of multicriterial constrained optimization of the constructive sizes of turning hydraulic engines are subject to complex constructive, strength and deformation limits. It allows you to develop the hydraulic engines in an optimized design which is required for the purpose of designing a comprehensive measure takes into account efficiency criteria. The multicriterial optimization problem is universal in nature, so when designing a turning hydraulic engines allows for one-, two - and three-criteria optimization without making any changes in the solution algorithm. This is a significant advantage for the development of universal software for the automation of design of mobile transport-technological machines.

Keywords: *transport-technological mobile machine, manipulator, turning hydraulic engine, multicriterial optimization, criterion of effectiveness, objective function, weight, volume, power loss, restriction, strength*

DOI: 10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51

References

1. Novoselov V. Vremya peremen. Rossiyskiy rynek gidromanipulyatorov. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*, 2013, No.4, pp. 98-110.
2. Bandurin R.A. The market for cranes in Russia [Rynok kranov-manipulyatorov v Rossii]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142.
3. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiykh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
4. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49.
5. Lagerev I.A. Evaluation of dynamic response and optimization of a three-link hydraulic cranes manipulators of transport and technological machines for welding of pipelines. Cand. Diss. (Engineering). Bryansk. 2011. 197 p.
6. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2006. 232 p.
7. 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.
8. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. *Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitel'nogo gidroprivoda* [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p.
9. Lagereva E.A., Lagerev A.V. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the sliding type of crane facilities of mobile hoisting machines, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.2, pp. 57-63.
10. Lagerev A.V., Lagereva E.A. Optimal design of hydraulic turning mechanisms of the pistoning type of crane facilities of multipurpose hoisting machines, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.1, pp. 37-45.
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks "Optimizatsiya gidroprivoda trekhzvennogo krano-manipulyatora"*. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Optimization of three-tier hydraulic drive of crane-manipulator". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2012616748, 2012.
12. Lagereva E.A., Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Programmnyy kompleks "Optimizatsiya mekhanizma povorota krano-gidromanipulyatora mobilnoy mashiny"*. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Optimization of mechanism of rotation of the crane-manipulator of mobile machine". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014613249, 2014.
13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7.
14. Belyakov V.V., Bushueva M.E., Sagunov V.I. *Mnogokriterial'naya 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.
15. Belyakov V.V., Belyaev A.M., Bushueva M.E., Vakhidov U.Sh., Goncharov K.O., Zezyulin D.V., Kolotilin V.E., Leliovski K.Ya., Makarov V.S., Papunin A.V., Tumasov A.V., Fedorenko A.V. The concept of mobility and land transport-technological machines. *Nazemnye transportnye sistemy*, 2013, No. 3, pp. 145-174.
16. Khoroshev A.N. *Vvedenie v upravlenie proektirovaniem mekhanicheskikh system* [Introduction to control of mechanical systems design]. Belgorod, 1999. 372 p.

17. Gill Ph.E., Murray W., Wright M.H. Practical optimization. Academic Press Inc. (London) Ltd, 1981.
18. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiiy Universitet, 2013. 228 p.
19. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p.
20. Sveshnikov V.K., Usov A.A. *Stanochnye gidroprivody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 512 p.
21. Reshetov D.N. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1974. 656 p.
22. Kondakov L.A., Golubev A.I., Ovander V.B., Gordeev V.V., Furmanov B.A., Karmugin B.V. *Uplotneniya i uplotnitelnaya tekhnika: spravochnik* [Seals and sealing technology: a Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1986. 464 p.
23. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p.
24. GOST 25346-2013. Basic norms of interchangeability. Geometrical product specifications. Code system for tolerances on linear sizes. General provisions, tolerances, deviations and fits Moscow, Standartinform, 2014. 38 p.
25. GOST 25.504-82. Strength calculation and testing. Methods of fatigue strength behavior calculation. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1982. 80 p.
26. GOST 21354-87. Cylindrical involute gears of external engagement. Strength calculation. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1988. 128 p.
27. Sakalo V.I. *Soprotivlenie materialov* [Mechanics of materials]. Bryansk, BGTU, 2009. 528 p.

Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *lagerev-bgu@yandex.ru*.

Elena A. Shatunova - graduate engineer, *shatea88@yandex.ru*.

Дата публикации
(Date of publication):
25.12.2016