

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 621.644:621.833.15

**МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
КАЧАЮЩЕГО УЗЛА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА
ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Лурье З.Я., д.т.н.,

*Национальный технический университет «Харьковский
политехнический университет»*

Панченко А.И., д.т.н.,

Таврический государственный агротехнический университет

Соловьев В.М., к.т.н.,

*Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро
по машиностроению им. А.А. Морозова»*

Тел. (057)757-41-45

Гасюк А.И., к.т.н.

*Национальный технический университет «Харьковский
политехнический университет»*

Тел. (057)707-66-46

Аннотация – в статье обсуждается вопрос формирования научного направления в области проектирования шестеренных насосов, основанного на сочетании многокритериальной оптимизации параметров зубчатого зацепления и численного моделирования гидродинамических процессов; на основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32см^3 и давлением 16 МПа) поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации, позволившая из множества допустимых решений выбрать оптимальное; на примере поиска трех коэффициентов исходного контура, которые определяли значимые параметры натурального образца, поставлена и решена обратная задача (как задача идентификации) методом проб и ошибок.

Ключевые слова – многокритериальная оптимизация, параметрические, функциональные и критериальные ограничения, корреляционный анализ, таблица испытаний.

Постановка проблеми. Несмотря на продолжение исследований и полученные положительные результаты по снижению потерь регулируемых объемных насосов различного принципа действия и конструктивных схем, нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (далее НШ), благодаря таким положительным качествам, как простота конструкции, дешевизна изготовления, надежность в эксплуатации, относительно высокий КПД и неприхотливость к чистоте фильтрации рабочей жидкости, остаются широко используемыми источниками энергии в современных гидравлических системах как низкого, так и высокого давления, занимая существенный сегмент современного рынка гидравлического привода. На текущий момент каталоги таких мировых лидеров по производству гидравлического оборудования как Sauer Danfoss, Bosch Rexroth, Casappa, Parker и др. содержат обширную унифицированную номенклатуру шестеренных насосов, в том числе с внешним эвольвентным зацеплением, что является свидетельством востребованности данного продукта.

Невзирая на продолжительную историю развития математического аппарата для расчета шестеренных насосов, имеющегося опыта проектирования, наличие значительного объема экспериментального материала и существующий широкий номенклатурный ряд, к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно выделить:

- *увеличение КПД.* Этот вопрос исследован в работах [1-4]: в работе [1] рассматривается уменьшение потерь в зазоре между вершинами зубьев шестерен и корпусом насоса путем введения дополнительного усилия и последующего уменьшения величины зазора; в работе [2] на основе проведения численного моделирования насоса проанализирована проблема переноса элементарных объемов жидкости шестернями из камеры нагнетания в камеру всасывания при высоких частотах вращения, что приводит к снижению объемного КПД насоса; работы [3,4] посвящены численному и экспериментальному определению величины объемного КПД насосов;

- *оптимизация параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей.* Этот вопрос исследован в работах [5, 6]: в работе [5], на основе решения задачи многокритериальной оптимизации осуществляется построение дерева логических решений; предложенная в докладе [6] программа проектирования шестеренных насосов NYGESim использует для получения решения один из критериев оптимизации, который направлен на снижение пульсации давления;

- *снижение пульсаций скорости и давления.* Этот вопрос исследован в работах [7, 8]: в работе [7], на основе проведения оптимизации и численного моделирования теоретически обосновывается

возможность снижения пульсаций скорости и давления; в работе [8] проведено теоретическое и экспериментальное исследования пульсации давления в камере нагнетания серийного насоса НШ-32УК. Сообщается, что расхождение теоретических и экспериментальных данных составило порядка 14%.

- *разработка насосов на более высокие давления.* Этот вопрос исследован в работах [9, 10]: в работе [9] предложено теоретическое обоснование возможности создания специализированного шестеренного насоса с давлением до 34,5 МПа при частоте вращения 3000 мин^{-1} ; в работе [10], на основе новой запатентованной конструкции шестеренного насоса с пониженными внутренними утечками, проведено его экспериментальное сравнение с серийными насосами – при номинальном рабочем давлении (зафиксирован КПД 90% и более) и давлении 32 МПа (зафиксирован КПД 74-88%).

Пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни с эвольвентным профилем, создают переменную во времени геометрию проточной части. Это накладывает определенные трудности при построении математической модели для определения оптимальных параметров качающего узла и насоса в целом. Кроме того, рабочий процесс включает много сложных явлений, исследования которых может быть выполнено на основе законов механики твердого тела и механики жидкости и газа. Также можно отметить, что проблемам многокритериальной оптимизации параметров и исследования внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. В данном научном направлении имеется сравнительно небольшое число публикаций, хотя в настоящий момент теория оптимальных систем располагает обширной методологией, а вычислительная техника – широким спектром высокоинтеллектуальных программных средств.

Завершая введение отметим, что нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления представляют научный интерес для исследователей различных стран более 50 лет, который сохранился и в настоящее время.

Анализ последних исследований. Кроме рассмотренных (или лучше отмеченных) во введении работ, уделим внимание ряду публикаций. Работа [11] посвящена рассмотрению вопросов, направленных на улучшение показателей качества НШ: рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров зубчатой передачи (далее ЗП). Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [12,13]. Од-

нако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, математическую модель, в которую теперь следует ввести ряд результатов исследований, изложенных в работах [14,15].

Также известен ряд работ по оптимизации шестеренных насосов внутреннего эвольвентного зацепления (далее НШВ). В работе [16] приведены результаты оптимизации НШВ, где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, при этом единственным критерием оптимальности был выбран уровень шума работающего насоса. Рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса. В статье частично были использованы результаты, полученные в работе [17], в части влияния коэффициентов смещения X_1 и X_2 на зону зацепления, расположенную между начальной точкой зацепления (точка вхождения в зацепление), и конечной точкой зацепления (точка выхода из зацепления). Также были использованы уравнение расчета рабочего объема, уравнения максимума и минимума мгновенной подачи. Однако в работе не учтены гидродинамические процессы течения рабочей жидкости (далее РЖ). В статье [18] рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, на основе использования метода исследования пространства параметров, с заданием 21 варьируемой переменной, 15 функциональных ограничений и 9 критериев оптимальности. Однако и здесь не учтена гидродинамика движения РЖ.

Формулирование целей статьи (постановка задачи). Рассматривая НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель следует включить:

- функциональные уравнения, определяющие: геометрические параметры зубчатого зацепления, профиль зуба шестерни, кинематические параметры зубчатой передачи, рабочий объем насоса, габаритные размеры, коэффициент использования объема венцов ЗП в формировании подачи насоса. Выполнение функциональных ограничений обеспечивает работоспособность расчетных вариантов в части смещения шестерни, высоты зуба, толщины вершины зуба, отсутствия интерференции зубьев шестерен, и др;

- варьируемые параметры и их ограничения;

- критерии оптимальности и критериальные ограничения.

Здесь следует отметить, что задачи проектирования машин всегда многокритериальны, так как при выборе наилучшего варианта приходится учитывать множество различных требований предъявляемых к машине и среди этих требований встречаются противоречивые друг к другу. Однако, большинство математических методов оптимизации предназначены для отыскания оптимального значения одной функции – одного критерия. Поэтому на практике пытаются неоправ-

данными способами упрощения свести многокритериальную задачу к однокритериальной. Даже при двухкритериальной задаче с противоречивыми критериями ее решение представляет собою гиперболу из которой видно, что улучшая один критерий, мы ухудшаем другой (компромиссная кривая) [2]. На основании исходных данных нельзя дать ответ какое решение, точка гиперболы, есть лучшее. Здесь слово за специалистами, за лицом или группой принимающей решение (ЛПР).

В качестве метода многокритериальной оптимизации, с помощью которого выбираются (а не определяются) оптимальные параметры в задачах со многими критериями принят метод исследования пространства параметров (ИПП), алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется следующими этапами:

первый этап: при включенных параметрических ограничениях (множество $\pi \subseteq X$) и функциональных ограничениях определяется множество Парето $G \subseteq \pi \subseteq X$ с последующим проведением корреляционного анализа назначенных критериев (здесь X -пространство параметров, π - n -мерный параллелепипед);

второй этап: включение критериальных ограничений и формирование допустимого множества $D \subseteq G \subseteq \pi \subseteq X$ решений, в которых содержится информация о диапазонах изменения назначенных критериев оптимизации;

третий этап: многокритериальная оптимизация НШ, т.е. поиск решений, ориентированных на рабочий объем 32 см^3 , диаметр вершин и других данных прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила», г. Кировоград, Украина.

Для условия равенства числа зубьев $Z_1=Z_2$ предлагаемая математическая модель НШ включает уравнения DIN 3960 (Германия) [19], определяющие геометрические параметры ЗП, кинематические параметры, шаг и длину зацепления, высоту зуба шестерни, толщину зуба шестерни у вершины, коэффициент перекрытия и др. При этом используется исходный контур, показанный на рис.1.

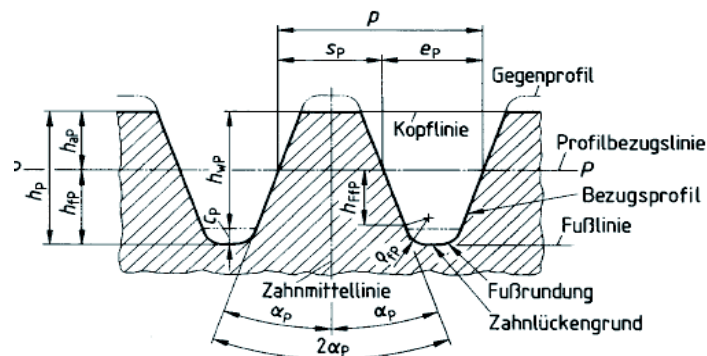


Рис. 1. Теоретический исходный реечный контур

Требования к ЗП как к качающему узлу НШ дополняются уравнениями:

- коэффициента смещения [20]

$$X = \frac{z \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) - \frac{J_n \cdot \cos \alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos \alpha}}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (1)$$

где J_n – нормальный боковой зазор ;

- рабочего объема [20]

$$V_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(d_a^2 - d_w^2 - \frac{t_0^2}{3} \right); \quad (2)$$

- угла профиля окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}; \quad (3)$$

- радиуса кривизны активного профиля зуба в нижней точке [21]

$$\rho_p = a_w \cdot \sin \alpha_w - 0,5 \cdot d_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_a; \quad (4)$$

- радиуса кривизны активного профиля зуба в граничной точке [21]

$$\rho_l = 0,5 \cdot m \cdot z \cdot \sin \alpha_w - \frac{(h_l^* - h_a^* - x) \cdot m}{\sin \alpha_w}; \quad (5)$$

- габаритного размера качающего узла НШ [14]

$$G = a_w + d_a; \quad (6)$$

- коэффициента использования объема венцов шестерен [15]

$$K_{V_0} = \frac{V_0}{b \cdot (0,25 \cdot \pi \cdot d_a^2 + d_a \cdot a_w)}; \quad (7)$$

- удельного скольжения шестерен в нижних точках активных профилей зубьев [21]

$$g_p = \frac{2(\operatorname{tg} \alpha_a - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_a}. \quad (8)$$

В качестве варьируемых параметров приняты: $z, a_w, \alpha, h_a^*, c^*, m, J_n, h_f^*$, и b (10 параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном их изменения составляют параметрические ограничения.

Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность НШ [20, 21], представлены следующими не-

равенствами, отображающими необходимость выполнения ограничений на геометрические и кинематические параметры в процессе оптимизации :

$$\begin{aligned} & \text{- на минимальное смещение шестерни} \\ & X > X_{\min}; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \text{- на высоту зубьев шестерен} \\ & H \leq 0,25m; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & \text{- на толщину вершины зуба} \\ & S_a \geq 0,2 \text{ m}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \text{- на минимальные радиальные зазоры шестерен} \\ & c^* \geq 1/m; \end{aligned} \quad (12)$$

- на условие отсутствия интерференции зубьев шестерен с переходной кривой

$$\rho_p \geq \rho_l; \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & \text{- на нижнюю границу коэффициента перекрытия} \\ & \epsilon_\alpha > 1,03; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} & \text{- на рабочий объем НШ} \\ & V_0 \geq V_{0.3AD}, \end{aligned} \quad (15)$$

где $V_{0.3AD}$ – заданное значение рабочего объема;

$$\begin{aligned} & \text{- на габаритный размер качающего узла} \\ & G \leq G_d, \end{aligned} \quad (16)$$

где G_d – допускаемое значение габаритного размера.

Критерии оптимальности.

При выборе критериев использовались рекомендации, изложенные в работах [14-16,20,21]. В качестве критериев приняты следующие:

$$F1 = \epsilon_\alpha; F2 = V_0; F3 = S_a; F4 = \mathcal{J}p. \quad (17)$$

Перейдем к особенностям определения мгновенной теоретической подачи НШ и ее пульсации. В работах [20, 22] принято допущение, что объем вытесненной за время dt жидкости равен произведению площади между кривой, которую займет профиль ведущей шестерни и кривой, которую займет профиль ведомой шестерни, на ширину зуба. Такой подход с позиций механики твердого тела утверждает, что подача НШ определяется скоростью изменения объема камеры нагнетания, в которой нет твердого тела, но и нет жидкости с ее гидродинамическими особенностями в такой сложной проточной части. Корректное решение этого вопроса возможно лишь средствами вычислительной гидродинамики на основе законов механики жидкости и газа, что будет изложено во второй части. Поэтому здесь за пятый критерий условно (в качестве сравнения) принято значение величины неравномерности (пульсации) подачи РЖ уравнение из работы [22]:

$$F5 = K_H = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot p_{bn}^2}{4 \cdot (d_a - d_w) \cdot (d_a + d_w)} = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot p_{bn}^2}{4 \cdot (d_a^2 - d_w^2)}; \quad (18)$$

$$F6 = G = a_w + d_a; \quad F7 = K_{V_0}. \quad (19)$$

Восьмой критерий – безразмерный коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой

$$K_{3И} = (1 - \frac{\rho_L}{\rho_P}) * 100, \% . \quad (20)$$

Критериальные ограничения.

Критериальное ограничение F_v^{**} ($v=1,2,\dots,k$) - это худшее значение критерия F_v , которое конструктор-исследователь считает приемлемым. При выборе критериальных ограничений нужно обеспечить не пустоту множества D допустимых точек [12,13].

К их числу следует отнести:

- на допустимую высоту зубьев шестерен

$$H \leq H_{\text{доп}}; \quad (21)$$

- на допустимую толщину вершины зуба

$$S_a \leq S_{a_{\text{доп}}}; \quad (22)$$

- на максимальные радиальные зазоры шестерен

$$C^* \leq C^*_{\text{доп}}; \quad (23)$$

- на габаритный размер качающего узла

$$G \leq G_{\text{доп}}, \quad (24)$$

где $G_{\text{доп}}$ – допускаемое значение габаритного размера ;

- на верхнюю границу коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_\alpha < 1,05; \quad (25)$$

- на нижнюю границу K_{V_0}

$$K_{V_0} \geq K_{V_0_{\text{доп}}}. \quad (26)$$

Основная часть. Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа и рабочим объемом 32см³. При выполнении первого этапа были приняты следующие константы и интервалы варьируемых параметров, в целом составляющие параметрические ограничения: число зубьев шестерен $Z_1=Z_2=8$; межосевое расстояние $a_w=45$ мм; угол исходного контура $\alpha=20^\circ$; модуль $m=5$ мм; коэффициент высоты головки зуба исходного контура $h_a^*=1,15\dots1,19$; коэффициент радиального зазора $c^*=0,15\dots0,45$; коэффициент высоты ножки зуба исходного контура $h_f^*=1,15\dots1,5$; боковой зазор 0,03мм; коэффициент радиуса

переходной кривой $\rho^*=0,38$; ширина зубчатого венца $b=22$ мм. При этом кроме параметрических были введены функциональные ограничения. В процессе решения было рассмотрено 495 пробных вариантов зубчатого зацепления и в целом качающего узла, из которых заданным условиям и указанным ограничениям, принятым в модели, удовлетворило 176 решений из 495 пробных точек.

На этом этапе оценивалась линейная зависимость между принятыми критериями путем определения коэффициентов корреляции с использованием уравнения [12]

$$R_{i,j} = \frac{\sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - F_i) \cdot (F_{j,n} - F_j)}{\sigma_i \cdot \sigma_j}, \quad (21)$$

где i, j – номера критериев, выступающих в качестве параметров (случайных величин);

KT – число точек в таблице испытаний;

$F_{i,n}$ – значение i -го критерия точки n ;

$F_{j,n}$ – значение j -го критерия точки n .

Среднеарифметические отклонения i -го и j -го критериев соответственно равны:

$$\bar{F}_i = \frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} F_{i,n}, \quad (22)$$

$$\bar{F}_j = \frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} F_{j,n}. \quad (23)$$

При $KT \rightarrow \infty$, среднеарифметические отклонения i -го и j -го критериев стремятся к математическим ожиданиям. Среднеквадратичные отклонения i -го и j -го критериев соответственно равны:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - \bar{F}_i)^2}, \quad (24)$$

$$\sigma_j = \sqrt{\frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} (F_{j,n} - \bar{F}_j)^2}. \quad (25)$$

При $KT \rightarrow \infty$ подкоренные выражения стремятся к дисперсиям.

В табл.1 серым цветом выделены ячейки с наиболее сильными корреляционными связями между соответствующими критериями. Напомним, что физический смысл корреляционных критериев следующий:

$F1$ – коэффициент перекрытия, $F2$ – рабочий объем, $F3$ – толщина зуба на диаметре вершин, $F4$ – удельное скольжение, $F5$ – коэффициент неравномерности, $F6$ – габаритный размер насоса, $F7$ – коэффи-

коэффициент использования объемов венцов шестерен, F8 – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

Как следует из табл.1 критерий F1 находится в тесных корреляционных связях с критериями F2, F3, F4 и F7 (положительная корреляция). Данные связи подтверждаются физической картиной зацепления шестерен и уравнениями ЗП. Таким образом, критерий F1 по отношению к критериям F2- F4 и F7 является лишним, т.е. с ростом критерия F1 (коэффициент ε_a) критерии F2(рабочий объем), F3 (толщина зуба), F4(удельное скольжение) и F7(коэффициент использования объема венцов шестерен) линейно возрастают. Однако критерии F1- F4 и F7 характеризуют различные характеристики проектируемого НШ и поэтому при выборе следует оставить все.

Таблица 1 – Коэффициенты корреляции критериев при оптимизации НШ

	Критерии						
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
F2	0,99						
F3	0,98	-1					
F4	0,99	-1	1				
F5	0,83	0,75	-0,67	-0,71			
F6	-0,95	0,98	0,99	0,98	-0,58		
F7	0,99	1	-1	-1	0,67	0,99	
F8	-0,05	0,05	-0,054	-0,054	0,038	-0,055	-0,054

Это правило относится и к остальным линейно зависимым критериям. Для составления табл.1 был проведен расчет и получено 176 решений множества G из 495 пробных вариантов НШ. Непрошедшие пробные варианты не удовлетворили параметрическим и функциональным ограничениям. Графически корреляционная связь между любой парой выглядит в виде проекции возможных решений на плоскости, образованной этой парой критериев (рис.2 и 3).

Коэффициент корреляции критериев 1 и 2=1

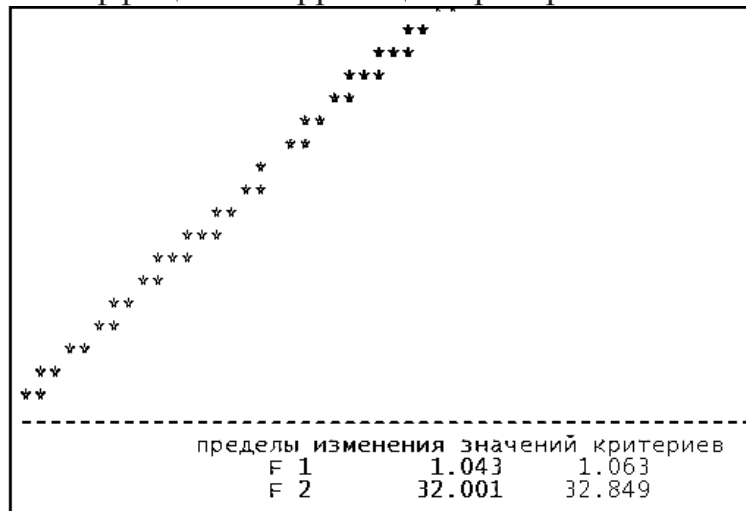


Рис.2. Распределение возможных критериев в плоскости критериев F1 и F2

Коэффициент корреляции критериев 1 и 8=0,05

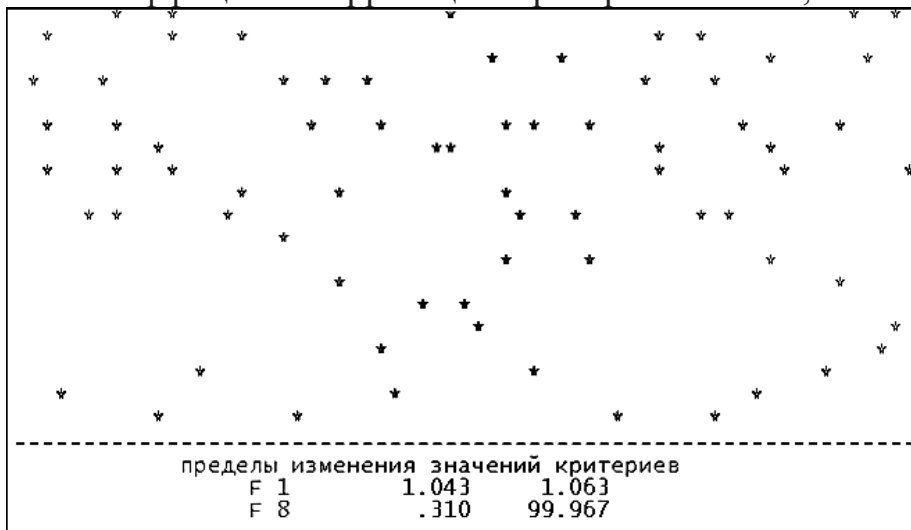


Рис.3. Распределение возможных критериев в плоскости критериев F1 и F8

Для критериев 1 и 2 это распределение – прямая (рис.2), а для критериев 1 и 8 – хаотическое распределение на плоскости (рис.3).

В целом корреляционный анализ позволяет глубже оценить постановку оптимизационной задачи в части выбора: назначенных критериев и их числа, интервалов параметрических и критериальных ограничений, варьируемых параметров и в целом уточнить постановку задачи.

На втором этапе были введены в модели критериальные ограничения и согласно методу ИПП получена таблица испытаний, содер-

жащая 62 решения, которые составляют допустимое множества D . На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ» [23] на экран монитора системой команд можно вывести результаты различных функций обработки информации таблицы испытаний. Представляет интерес поиск предельных значений по каждому критерию с указанием в каком решении (в какой точке таблицы испытаний) они находятся. Таблица 2 содержит такую информацию.

Таблица 2 – Предельные значения критериев F1-F8 в таблице испытаний с указанием номера точки

№ критерия	Fi.max / № точки	Fi.min / № точки
F1	1,05 / 9	1,043 / 25
F2	32,292 cm ³ / 9	32,001cm ³ / 25
F3	1,238 мм / 25	1,158 мм / 9
F4	3,354 / 9	3,294 / 25
F5	100,064мм/ 9	99,988 мм / 25
F6	21,938% / 25	21,798% / 9
F7	0,302 / 9	0,3 / 25
F8	96,65% / 32	0,311% / 39

Анализ табл.2 показывает, что предельные значения критериев F1-F7 содержатся в т. 9 и 25. Причем максимальные значения критериев F1,F2,F4, F5 и F7 содержатся в т.9, а критериев F3,F6 в т.25. Минимальные значения для критериев F1,F2,F4, F5 и F7 содержатся в т.25, а критериев F3,F6 в т.9.

Для оценки таких результатов необходимо знать значения варьируемых параметров и критериев. В табл.3 показаны эти значения. Так как прототипом является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила», в табл.3 показаны только 3 варьируемых параметров, остальные 7 постоянны (при расчете не изменялись) и аналогичны прототипу. Из данных табл.2 и 3 видно, что предельные значения всех критериев как то распределены только в 4 решениях (точки 9,25,32 и 34) из 62 решений. Но каждое решение кроме предельного значения конкретного критерия содержит существенно разные значения варьируемых параметров и других критериев (табл3). И выбор наилучшего варианта на таком большом массиве весьма затруднителен.

Таблица 3 – Значения варьируемых параметров и критериев точек 9,25,32 и 34 таблицы испытаний с 62 решениями

№точки	h_a^*	C^*	h_f^*	F1 ϵ_a	F2 V_0 см ³	F3 S_a мм	F4 g_p	F5, G мм	F6 КН %	F7 K_{v0}	F8. %
9	1,175	0,368	1,355	1,05	32,29	1,16	-3,35	100,06	21,8	0,302	52,7
25	1,168	0,439	1,496	1,04 3	32	1,24	-3,29	99,98	22	0,3	74,9
32	1,171	0,266	1,392	1,04 6	32,12	1,21	-3,32	100,02	22	0,301	96,6
34	1,173	0,322	1,283	1,04 8	32,21 5	1,17 9	-3,39	100,04	21,8	0,302	44,4

На третьем этапе завершается поиск решений, ориентированных на рабочий объем 32 см³, диаметр вершин и других данных прототипа -насоса НШ-32УК и выбор (а не определение) оптимального решения. При анализе большого числа оставшихся решений из числа 62 было обнаружено, что значения коэффициентов высоты ножки мал (согласно рис.1 в h_f^* входит коэффициент C^*), что приводит к увеличению диаметра впадин, уменьшению высоты зуба и граничной высоты исходного контура. Для исключения этой части решений введем следующее дополнительное функциональное ограничение $(h_f^* - K_C * C^*) \geq h_a^*$. Предварительные исследования при тех же неизменных исходных данных показали, что при множителе $K_C=1$ множество D оказалось пустым из 495 пробных вариантов, при $K_C=0,75$ получено D с 5 решениями, а при $K_C=0,725$ - 9 решений (табл.4).

Таблица 4 – Таблица испытаний и значений 3 варьируемых параметров

№точки	h_a^*	C^*	h_f^*	F1 ϵ_a	F2 V_0 см ³	F3 s_a мм	F4 g_p	F5, G мм	F6 КН %	F7 K_{v0}	F8. %
1	1,175	0,243	1,355	1,05	32,3	1,16	-3,35	100,06	21,8	0,301	92,3
2	1,168	0,212	1,333	1,043	32,0	1,24	-3,29	99,989	21,9	0,3	95,2
3	1,17	0,233	1,346	1,045	32,1	1,2	-3,31	100,01	21,9	0,301	92,5
4	1,172	0,212	1,377	1,047	32,2	1,2	-3,33	100,03	21,8	0,301	96,5
5	1,169	0,236	1,353	1,044	32,1	1,23	-3,3	99,998	21,9	0,32	93,8
6	1,17	0,254	1,386	1,045	32,1	1,21	-3,31	100,01	21,9	0,301	98,4
7	1,171	0,215	1,35	1,046	32,1	1,2	-3,32	100,02	21,9	0,301	99,5
8	1,171	0,236	1,383	1,046	32,1	1,2	-3,32	100,02	21,9	0,301	96,7
9	1,17	0,255	1,374	1,045	32,1	1,21	-3,31	100,01	21,9	0,301	94,4

Теперь ЛПР при оценке значимости критериев и сопоставлений значений каждого критерия 9 решений может сделать выбор одного или двух претендентов на лучшее решение. Таким является второе решение за счет меньшего $F1=1,043$, более близкого значения $F2$ к заданному заказчиком 32см^3 , лучших значений критериев $F3- F5$. По значениям критериев $F6- F8$ он незначительно уступает. На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ» с выбранным решением 2 была проведена локальная процедура округления значений варьируемых параметров до трех десятичных знаков после запятой и получено $h_a^*=1,168$, $c^*=0,212$ и $h_f^*=1,333$. При построении таблицы испытаний и выводе ее на экран монитора программа «ОРТ» выполняет эту функцию автоматически, но сами значения варьируемых и расчетных параметров, определенные в период оптимизации, остаются неизменными (неокругленными).

Полученные значения критериев и геометрических параметров оптимального варианта, показаны в табл. 5 и 6 .

Таблица 5 – Значения критериев при оптимизации НШ

Критерии							
F1 (ϵ_a)	F2 (V_0) см³	F3 (S_a) мм	F4 (ϱ_p))	F5(G) мм	F6 (Кн) %	F7 (К_{v0})	F8 (К_{3и}) %
1,043	32,0	1.234	-3,296	99,991	21,932	0,3	95,11

Таблица 6 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a , мм	54,990	h_a^*	1,168
d_b , мм	37,89	m , мм	5
d_f , мм	33,358	d_w , мм	45
d , мм	40	J_n , мм	0,03
a_w , мм	45	c^*	0,25
α_w , °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α , °	20
X_{min}	0,6532	h_f^*	1.333
H	10,816, мм	Pt	14.76

При расчете геометрии зубчатого зацепления НШ по результатам оптимального решения с целью оценки близости предлагаемой математической модели и модели программы KISSsoft получен следующий результат (табл.7,8 , построены по протоколу).

Таблица 7 – Значения критериев в протоколе KISSsoft (в терминах настоящей статьи)

F1 (ϵ_a)	F3 (S_a) мм	F4 (ρ_p)
1,04	1.258	-3,296

Таблица 8 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Программа KISSsoft	Обозначение параметра	Программа KISSsoft
d_a , мм	54,992	h_a^*	1,168
d_b , мм	37,588	m , мм	5
d_f , мм	33,358	d_w , мм	45
d , мм	40	J_n , мм	0,034
a_w , мм	45	c^*	0,212
α_w , °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α , °	20
X_{min}	в протоколе нет	h_f^*	1.333
H	10,78, мм	P_{bt}	14.76

Затемненным цветом показаны параметры, имеющие небольшое отличие (табл.5,6 и 7,8). В целом сравнение данных таблиц 5,6 и 7,8 показывает достаточную для практики точность геометрических параметров зубчатого зацепления, полученных на основе обсуждаемой модели с помощью пакетов «OPT» и KISSsoft.

Перейдем к оценке аналога НШ-32УК. Известны о нем следующие достоверные данные: $Z=8$, $\alpha = 20^\circ$, $a_w=45$ мм, $d_b = 37,588$ мм, $d_a=55$ мм, $\alpha_w= 46,48^\circ$; $d_f^* - 34,5$ мм; $d_w=45$ мм, $P_{bt}=14,76$ мм; $\rho^*=0,38$; $b=22$ мм, $d=40$ мм.

Возникает обратная задача: определить такие значения коэффициентов исходного контура h_a^* , C^* и h_f^* , при которых подтверждаются значения диаметров d_a , d_f^* и толщина зуба на окружности диаметра вершин S_a . Путем метода проб и ошибок с помощью модели и программы «OPT» были определены $h_a^*=1,168$, $C^*=0,25$ и $h_f^*=1,218$,

получены значения критериев и расчетные параметры НШ-32УК (табл.9 и 10).

Таблица 9 – Значения критериев НШ-32УК

Критерии							
F1 (ε_a)	F2 (V_0)	F3 (S_a)	F4 (g_p)	F5(G)	F6 (Кн)	F7 (К _{v0})	F8 (К _{зи})
	см ³	мм)	мм	%		%
1,043	32,014	1.234	-3,296	99,99	21,93	0,3	47,22

Таблица 10 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления НШ-32УК

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a , мм	54,990	ha*	1,168
d_b , мм	37,5886	m, мм	5
d_f , мм	34,5	d_w , мм	45
d , мм	40	J_n , мм	0,03
a_w , мм	45	c*	0,25
α_w , °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α , °	20
Xmin	0,5	hf*	1.218
H	10,24,мм	Pt	14.76

Как видно из табл.5,6 и 9,10 коэффициент h_f^* у НШ-32УК меньше на 0,115 чем у оптимального НШ. Это привело к увеличению диаметра окружности впадин d_f с 33,358 до 34,5мм, к уменьшению высоты зуба с 10,816 до 10,24мм и почти в 2 раза уменьшился коэффициент запаса $K_{зи}$ от возникновения интерференции.

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего построения 3D компьютерной модели и дальнейшего исследования в программе вычислительной гидродинамики. Для построения 3D модели рекомендуется использовать программу KISSsoft или программный продукт аналогичного уровня.

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что к современным шестеренным насосам предъявляются новые требования, среди которых можно выделить: увеличение КПД, оптимизацию параметров зубчатого зацепления и геометрии полостей, снижение пульсаций

скорости и давления. разработку насосов на более высокие давления. Решение всех перечисленных вопросов возможно с привлечением постановки и решения задач оптимизации, в том числе многокритериальной.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32см^3 и давлением 16 МПа и другими параметрами близкими к насосу типа НШ-32УК), с вводом в исходные данные значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Проведенные исследования показали, что в задачах с многими критериями определение оптимального решения осуществляется на основе выбора из множества допустимых решений (порядка 8-10) и при необходимости с локальной оптимизацией (метод исследования пространства параметров (ИПП)).

4. Проведенное сравнение результатов оптимизации с использованием предложенной математической модели и диалоговой программы ОПТ с результатом расчета программы KISSsoft подтвердило близости их моделей и достаточную для практики точность.

5. На примере поиска трех коэффициентов исходного контура, которые определяли значимые диаметры зубчатого зацепления натурального образца НШ (НШ-32УК) поставлена и решена обратная задача методом проб и ошибок. Открыта еще одна характеристика метода ИПП и программы ОПТ в процессе диалогового режима, как средство идентификации.

6. Решение поставленной многокритериальной задачи на базе сохранения ряда значений (числа зубьев, угла исходного профиля, диаметра вершин зубьев, межосевого расстояния и др.) как у аналога НШ-32УК (после идентификации) привело к двум вариантам зубчатых зацеплений (ЗЗ). В НШ32-УК больше диаметр впадин, меньше высота зуба и коэффициент ножки зуба. Насос многократно модернизировался и является серийной продукцией завода и представляет практическую значимость сравнение его с оптимальным НШ, параметры ЗП которого получены в результате многокритериальной оптимизации.

Литература:

1. *Osinski P.* Strength calculations of an element compensating circumferential backlash in the external gear pump / *P. Osinski, G. Chrusciel-ski* // Journal of theoretical and applied mechanics. – 2016. – №54, vol. 1. – P.251-262.

2. *Del Campo D.* Pressure effects on the performance of external gear pumps under cavitation / *D. del Campo, R. Castilla, G.A. Raush, P.J. Gamez-Montero, E. Codina* // *Journal of Mechanical Engineering Science.* – 2014. – V. 228 (16). – P. 2925-2937.

3. *Borghi M.* External gear pump volumetric efficiency: numerical and experimental analysis / *M. Borghi, B. Zardin, E. Specchia* // SAE, COMVEC.– Rosemont, IL, United States, 6 October 2009.

4. *Michael P.* An investigation of external gear pump efficiency and stribeck values / *P. Michael, H. Khalid, T. Wanke* // SAE. – 2012. – doi:10.4271/2012-01-2041.

5. *Osiński P.* Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees / *P. Osiński, A. Deptuła, M.A. Partyka* // ACME. – 2013. – V. 13 (4). – P. 422-431.

6. *Casoli P.* Optimization of relevant design parameters of external gear pumps / *P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta* // *Proceedings of the 7th JFPS, TOYAMA, 2008 September 15-18.* – P. 277-282.

7. *Noorpoor A.R.* Optimization gear oil pump in order to energy saving and environmental impact in a diesel engine / *A.R. Noorpoor* // IJAE. – 2013. – V.3. – P.496-507.

8. *Svishchev A.V.* The theoretical and experimental studies comparison of the pressure pulsation in the discharge chamber of the gear pump / *A.V. Svishchev, I.P. Aistov* // *Procedia Engineering.* – 2015. – V.113. – P.186-191.

9. *Heisler A.* The design of low-inertia, high-speed external gear pump/motors for hydrostatic dynamometer systems / *A. Heisler, J. Moskwa, F. Fronczak* //, SAE. – 2009. – doi:10.4271/2009-01-1117.

10. *Osinski P.* Hydraulic tests of high-performance gear pump prototype / *P. Osinski* // *Wulfenia.* – 2015. – V.22 (1). – P. 458-469.

11. *Лурье З.Я., Коваленко И.В.* Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта многокритериальной оптимизации [Текст] / *З.Я. Лурье, И.В. Коваленко* // *Вибрации в технике и технологиях.* – 2003. – №3(29). – С.9-13.

12. *Соболь И.М., Статников Р.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников* // – М.: Дрофа. – 2006. – 175 с.

13. *Статников Р.Б., Матусов И.Б.* Многокритериальное проектирование машин [Текст] / *Р.Б. Статников, И.Б. Матусов* // – М.: Знание (Новое в жизни, науке, технике. Серия Математика, кибернетика). – 1989. – №5. – 48 с.

14. *Кулешков Ю.В., Черновол М.И.* Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория конструкция и расчет [Текст] / *Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов* // – Кировоград: Код. – 2009. – 243 с.

15. Кулешков Ю.В. Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков // – Кировоград: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – 2004. – №34. – С. 178-186.

16. Jianshou Z. Optimizing Technique of design parameters for quired internal pump [Text] / Z. Jianshou, D.Xingen, X. Weixian // Shanghai Univiversity. – 1990. N3. – P.70-76.

17. Jianshon Z. Drive characteristics of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate [Text] / Z. Jianshon // Mach. Tool and Hydraul. – 1990/ – N3. – P.25-28.

18. Лурье З.Я., Жерняк А.И. Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления [Текст] / З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. – №8. – 1995. – С. 3-8.

19. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung //-1987.-59p.

20. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы [Текст] / Е.М. Юдин // – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

21. Болотовский И.А., Гурьев В.И., Смирнов В.Э. и др. Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие [Текст] / И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей // – М.: Машиностроение. – 1974. – 160 с.

22. Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Кондаков Л.А. Основы теории и конструирования гидропередат [Текст] / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков, под ред. В.Н. Прокофьева // М.: – Высшая школа. – 1968. – 400с.

23. Оксененко А.Я., Лурье З.Я., Левитин Г.С. Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации [Текст] / А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин // Управляющие системы и машины. – К.: Техника. – 1988. – 33. – С. 101-103.

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Соловйов В.М., Гасюк А.І.

Анотація – у статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів, заснованого на поєднанні многокритериальної оптимізації пара-

метрів зубчастого зачеплення і чисельного моделювання гідродинамічних процесів; на основі запропонованої математичної моделі шестерневого насосу (з робочим об'ємом 32см³ і тиском 16 МПа) поставлена і вирішена задача багатокритеріальної оптимізації, що дозволило з безлічі допустимих рішень вибрати оптимальне; на прикладі пошуку трьох коефіцієнтів вихідного контуру, які визначали значущі параметри натурального зразка, поставлена і вирішена зворотна задача (як завдання ідентифікації) методом проб і помилок.

MULTI-CRITERIAL DESIGNING PULLING PUMP NODE EXTERNAL TRAINING

Z. Lourier, A. Panchenko, V. Solovyov, A. Garsyuk

Summary

The article discusses the issue of the formation of a scientific direction in the design of gear pumps, based on the combination of multicriteria optimization of gearing parameters and numerical simulation of hydrodynamic processes; on the basis of the proposed mathematical model of a gear pump (with a working volume of 32 cm³ and a pressure of 16 MPa), a multicriteria optimization problem was posed and solved, which made it possible to choose the optimal one from a set of admissible solutions; on the example of searching for three coefficients of the initial contour that determined the significant parameters of the natural sample, an inverse problem (as an identification problem) was posed and solved by trial and error.