

УДК 62-82-112.6(083.13)

В. В. ПИНЧУК, Н. В. КИСЛОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ УНИФИЦИРОВАННЫХ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ БЛОКОВ

Внедрение в практику конструирования и применения системы унифицированных функциональных блоков [1] ставит задачу выработки рекомендаций оптимального их проектирования. Приведенная в [2] методика синтеза гидроблоков управления (ГУ) на основе функциональных блоков позволяет оптимизировать процесс их проектирования, однако рекомендации по оптимальному проектированию самих функциональных блоков до настоящего времени отсутствуют. Решение этой задачи требует выявления и учета параметров оптимизации гидроблоков управления (ГУ), спроектированных на основе функциональных блоков.

Произвольный вариант общего вида ГУ представлен на рис. 1. Исходным требованием при проектировании ГУ является получение конструкции, обеспечивающей минимум затрат на ее изготовление и эксплуатацию при удовлетворительных значениях надежности и прочности. Таким образом, оптимальность конструкции ГУ выражается следующей формулой:

$$W = \langle x, D, F \rangle, \quad (1)$$

где x — вектор управления переменных; D — множество допустимых вариантов проектируемой конструкции (конкретное значение x , определяемое некоторым числом ограничений); F — функционал цели, описывающий эффект от выбора того или иного варианта проектируемого ГУ.

Задача оптимизации состоит в определении наилучшего значения F :

$$F \rightarrow \text{extr}_{x \in D}. \quad (2)$$

Расчетная модель оптимизации (2) является интегральным критерием оптимальности, согласно которому оптимальным параметрам ГУ отвечает наилучшее значение F .

При моделировании настоящей ситуации, где речь идет об улучшении качества конструкции в целом, достаточно адекватное реальности описание проблемы содержит совокупность признаков совершенства входящих функциональных блоков:

$$t_1(x) \rightarrow \text{extr}_{x \in D}; t_2(x) \rightarrow \text{extr}_{x \in D} \dots t_m(x) \rightarrow \text{extr}_{x \in D}, \quad (3)$$

где $t_i(x)$, $i = 1, 2, \dots, m$ — показатели качества входящих функциональных блоков: вес, трудоемкость изготовления, энергетические характеристики, надежность, прочность и т. п. В нашем случае обеспечения одновременно наилучшего значения всех показателей блоков невозможно достичь по следующим причинам. Габаритные и присоединительные размеры блоков должны обеспечивать собираемость ГУ, что не позволяет минимизировать все их размеры без исключения. С повышением надежности и прочности, а также улучшением энер-

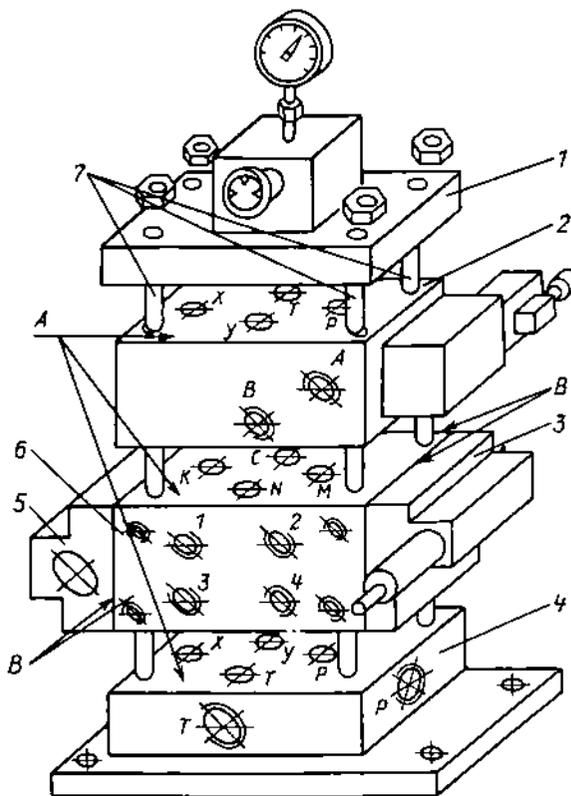


Рис. 1. Гидроблок управления: 1 — блок замыкающий переключателя манометра; 2 — блок распределителя; 3 — блок присоединительный; 4 — блок замыкающий подвода; 5 — блок присоединительный; 6 — соединительно-монтажный модуль; 7 — стяжные шпильки

гетических характеристик блоков увеличиваются их габаритные размеры и вес, повышается трудоемкость изготовления.

Следовательно, совокупность частных критериев (3) лишь сужает допустимое множество D , задавая в нем область Парето — множество компромиссно-оптимальных проектов, оценки которых не могут быть улучшены одновременно по всем частным критериям. Исходя из этого задача многокритериальной оптимизации ГУ может быть записана следующим образом:

$$T = \{t_1(x), t_2(x), \dots, t_m(x)\} \rightarrow \text{opt}_{x \in D} \quad (4)$$

при $t_i(x) \rightarrow \text{extr}, i = 1, 2, 3, \dots, m$,

где T — набор показателей качества; opt — оператор оптимизации, подлежащий идентификации в процессе решения задачи.

С учетом изложенного решение многокритериальной задачи оптимизации ГУ включает в себя этап формирования интегрального критерия оптимальности (или этап построения расчетной модели оптимизации), связанный с редукцией (4) к стандартной экстремальной задаче (2); этап численной реализации построенной модели оптимизации.

Проанализируем причины, препятствующие оптимальному проектированию блоков. Исходя из необходимости обеспечить сборку ГУ, блоки должны иметь присоединительные размеры, позволяющие выполнить это требование. Их присоединительные размеры должны быть идентичными по двум ориентированным плоскостям (рис. 1): горизонтальным A и вертикальным B . По плоскостям A соединяются между собой замыкающие блоки (БЗ), блоки распределителей (БР) и соединительно-монтажные модули (СММ), по плоскостям B — СММ и присоединительные блоки (БП) [1]. Из этого следует, что оптимизация присоединительных размеров по двум плоскостям приводит к оптимизации ГУ в целом. Как следует из рис. 1, обе плоскости присутствуют только на СММ и создают его форму, в то время как остальные блоки имеют только по одной плоскости: либо A , либо B . Фактически разработка присоединительных размеров СММ является основой для повторения размеров и разработки БЗ, БР, БП.

На рис. 2 представлена схема соединительно-монтажного модуля с размерами. Размеры СММ и расположение его отверстий по всем четырем плоскостям B одинаковы, так как на каждую из них может быть установлен БП [1]. Отверстия с размером d являются магистральными каналами

ГУ и должны пропускать весь поток рабочей жидкости с расходом Q , в то время как отверстия с размером d_3 — коммуникационные каналы, служащие для соединения между собой БП в соответствии с принципиальной гидросхемой привода (ПС) и через них в зависимости от исполнения ПС проходит поток рабочей жидкости $Q_1 \leq Q$. В связи с этим $d \geq d_3$. Кроме того, схема расположения магистральных каналов на плоскостях A требует первоначального определения размера a_3 , зависящего в свою очередь от размера d . Учитывая изложенное, разработку размеров СММ следует начинать с плоскости A и с определения диаметра d . Размер d выбирается в зависимости от расхода Q из условия обеспечения допустимой скорости потока [3].

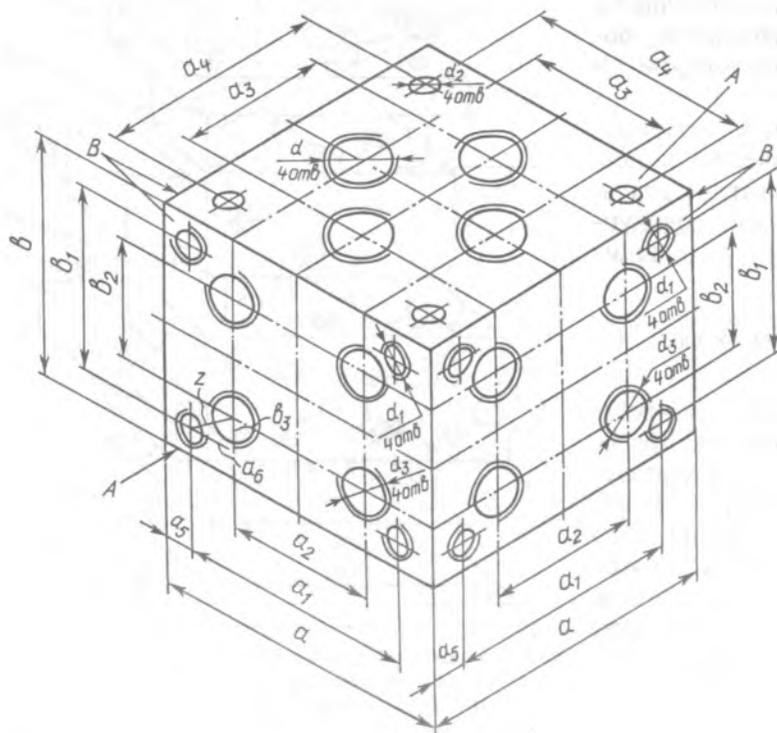


Рис. 2. Соединительно-монтажный модуль

При сборке ГУ уплотнение отверстий с размером d достигается за счет использования резиновых уплотнительных колец по ГОСТ 9833—73, в связи с чем

$$a_3 = \sqrt{2}(kd + \Delta), \quad (5)$$

где k — коэффициент приведения наружного диаметра уплотнительного кольца к диаметру d ; Δ — минимальное расстояние между наружными кромками смежных уплотнительных колец. Обычно Δ принимается равным 2—3 мм. Соответственно диаметр отверстий d_2 для установки стяжных шпилек находится из условия достаточной прочности шпилек при подаче в каналы СММ рабочей жидкости под давлением. При составлении ПС на основе блоков под давлением могут находиться два магистральных канала одновременно [4]. Тогда величина разжимающего стыки усилия, воспринимаемого одной шпилькой, определится как

$$P = \rho_{\text{ном}} \frac{\pi(kd)^2}{8} \quad (6)$$

($\rho_{\text{ном}}$ — номинальное давление в гидросистеме). Исходя из допустимых характеристик прочности материала шпилек, их диаметр определится на основе формулы [4]:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{4F_{\text{б. расч}} / (\pi[\sigma])}, \quad (7)$$

где $F_{\text{б. расч}}$ — расчетная осевая сила болта, в нашем случае $F_{\text{б. расч}} = P$; $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения материала шпилек.

Подставив в (7) значение $F_{\text{б. расч}}$, получим

$$d_{\text{ш}} = kd \sqrt{\frac{\rho_{\text{ном}}}{2[\sigma]}}. \quad (8)$$

С учетом (8) диаметр отверстия d_2 следующий:

$$d_2 = d_{\text{ш}} + \Delta_1 = kd \sqrt{\frac{\rho_{\text{ном}}}{2[\sigma]}} + \Delta_1, \quad (9)$$

где $\Delta_1 = 1$ —2 мм — конструктивный зазор по диаметру шпильки.

Коммуникационные каналы диаметром d_3 в зависимости от ПС соединяются либо с магистральными каналами, либо с коммуникационными каналами смежной плоскости [1], в связи с чем $a_2 = a_3$ и размер a_4 определится таким образом:

$$a_4 = a_3 + d_2 + d_3 + 2\Delta_2. \quad (10)$$

Здесь Δ_2 — конструктивно задаваемый размер стенки между двумя скрещивающимися отверстиями с диаметрами d_2 и d_3 . В зависимости от материала СММ Δ_2 принимается равным 4—5 мм для чугуна и 3—4 мм для стали.

Подставив в (10) значения a_3 и d_2 , после преобразований получим

$$a_4 = kd \left(\sqrt{2} + \sqrt{\frac{\rho_{\text{ном}}}{2[\sigma]}} \right) + \sqrt{2}\Delta + \Delta_1 + 2\Delta_2 + d_3. \quad (11)$$

Рассмотрим размеры плоскостей B . Их разработку следует начинать с размера отверстий d_3 , уплотнение которых при установке БП достигается за счет использования, как и отверстий d , резиновых уплотнительных колец. С учетом этого

$$b_2 = k_1 d_3 + \Delta \quad (12)$$

(k_1 — коэффициент приведения наружного диаметра уплотнительного кольца к диаметру d_3).

При работе гидросистемы все четыре канала d_3 могут находиться под давлением $\rho_{\text{ном}}$, в связи с чем усилие, воспринимаемое одним винтом, с диаметром d_1 равно:

$$P_1 = \rho_{\text{ном}} \frac{\pi(k_1 d_3)^2}{4}.$$

Исходя из допустимых характеристик прочности материала винтов, диаметр их определится аналогично, как и диаметр шпильки $d_{ш}$, только в этом случае $F_{6,расч} = P_1$. Подставив значение $F_{6,расч}$ винта, получим

$$d_1 = k_1 d_3 \sqrt{\frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}}, \quad (13)$$

где $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение растяжения материала винтов.

Глубина резьбовых отверстий, применяемая в практике проектирования, равна 1,5—2 его диаметра. Если принять глубину отверстия равной 1,5 d_1 , размер a_5 определится так:

$$a_5 = 2d_1. \quad (14)$$

Расположение отверстий d_1 будет наиболее рациональным, если при этом СММ останется неизменным по размеру a , так как в этом случае приращение СММ за счет размера b приводит к меньшему увеличению его объема, а приращение длин каналов d и d_3 , приводящих к увеличению гидравлических потерь давления, также будет минимальным. При учете изложенного размер a определится как

$$a = a_4 + d_2 + 2\Delta_3, \quad (15)$$

где $\Delta_3 = 2-3$ мм — размер стенки от края плоскости B до края отверстия d_2 . Подставив в (15) выражения (9) и (11), после преобразований получим

$$a = kd \left(2 \sqrt{\frac{\rho_{НОМ}}{2[\sigma]}} + \sqrt{2} \right) + \sqrt{2}\Delta + 2\Delta_1 + 2\Delta_2 + 2\Delta_3 + d_3. \quad (16)$$

Определим расположение отверстий d_1

$$Z = \frac{k_1 d_3}{2} + \frac{d_1}{2} + \Delta. \quad (17)$$

Соответственно

$$a_6 = \frac{a}{2} - a_5 - \frac{a_2}{2}. \quad (18)$$

Подставив в (18) значения a_1 , a_5 и a_2 из (5), (14) и (16), после преобразований получим

$$a_6 = kd \left(0,5 \sqrt{\frac{\rho_{НОМ}}{2[\sigma]}} + \sqrt{2} \right) - 2k_1 d_3 \sqrt{\frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}} + \sqrt{2}\Delta + 0,2\Delta_1 + \Delta_3. \quad (19)$$

Тогда

$$b_3 = \sqrt{Z^2 - a_6^2} = k_1 d_3 \sqrt{0,25 + 8 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}} - kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]}} - \Delta - 0,5\Delta_1 - \Delta_3. \quad (20)$$

После определения b_3 , согласно (20), размер b_1 следующий:

$$b_1 = b_2 + 2b_3 = k_1 d_3 \left(1 + \sqrt{0,25 + 8 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}} \right) - 2kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]}} - \Delta - \Delta_1 - 2\Delta_3. \quad (21)$$

Размер b определится как

$$b = b_1 + d_1 + 2\Delta = k_1 d_3 \left(1 + 2 \sqrt{0,25 + 8 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}} + \sqrt{\frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]_1}} \right) - 2kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{\rho_{НОМ}}{[\sigma]}} + \Delta - \Delta_1 - 2\Delta_3. \quad (22)$$

В связи с тем что второй причиной, препятствующей оптимальному проектированию блоков, является противоречие между параметрами, сформируем общий критерий оптимальности СММ по принципу

$$F = \left(C_1 \frac{G}{G^*} + C_2 \frac{\Delta p}{\Delta p^*} + C_3 \frac{S}{S^*} \right) \rightarrow \min, \quad (23)$$

где C_1, C_2, C_3 — коэффициенты важности критериев, назначаемые экспертным путем ($C_1 + C_2 + C_3 = 1$); G — вес СММ; Δp — гидравлические потери давления в каналах СММ при расходе Q ; S — трудоемкость изготовления СММ, определяемая размером площади его наружных поверхностей; $G^*, \Delta p^*, S^*$ — нормирующие множители, приводящие показатели $G, \Delta p$ и S к единому виду. В качестве таких множителей можно принять (например, по тарифным справочникам) действующие значения стоимостей: единицы веса металла; единицы энергии (электроэнергии); обработки единицы площади корпусной детали. Таким образом, все три составляющие формулы (23) приводятся к стоимостному их выражению. Если в качестве варьируемого параметра принять соотношение диаметров d и d_3 , можно получить все множество оптимальных форм СММ для различных значений $C_1—C_3$.

Таким образом после расчета размеров СММ выполняют эскизное проектирование БП, БР, БЗ, по результатам которого проводится уточнение размеров СММ и по ним выполняют проектирование БП, БР, БЗ, СММ.

Summary

Some recommendations are proposed and rated formulas are given for size determination and optimal design of unified functional blocks. The task is solved on the base of consideration of the optimization parameters of control hydroblocks by means of the forming of the integral criterion of optimization.

Литература

1. Аксенов А. Я. и др. Создание конструкций гидроприводов машин методом агрегатирования. М., 1985
2. Пинчук В. В., Кислов Н. В. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2000. № 4. С. 66—68.
3. Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы. М., 1988
4. Устройство для монтажа гидро- и пневмоаппаратуры: А. с. 960472 СССР: МКИ³ F15C 5/00.
5. Кудрявцев В. Н. Детали машин. М., 1980

Гомельский государственный технический университет
им. П. О. Сухого

Поступила в редакцию
07.05.99