

Оптимизация механизма поворота лопаток направляющего аппарата гидротурбины

Д.В. Вениосов, С.В. Глушков

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара, Россия;

АО «ТЯЖМАШ», Самара, Россия

Обоснование. Гидравлическая турбина является машиной, при помощи которой энергия потока воды преобразуется в механическую энергию вращения вала. Направляющий аппарат является регулирующим органом, который подводит поток к рабочему колесу, а также контролирует расход через турбину. Основными его частями (рис. 1) являются: лопатка (1), накладка (2), серьга (3), регулирующее кольцо (4) и силовые приводы (5).

Силовые приводы, вращая регулирующее кольцо, приводят механизм в движение и путем поворота лопаток на определенный угол задают необходимое их открытие (кратчайшее расстояние между двумя соседними лопатками).

На данный момент на АО «ТЯЖМАШ» (г. Сызрань) расчет направляющего аппарата осуществляется при помощи программного комплекса, разработанного и представленного ранее [1]. Предлагается рассмотреть реализацию модуля оптимизации в рамках данного программного комплекса.

Цель — приближение размеров проектируемого направляющего аппарата к оптимальным.

Основными критериями работоспособности направляющего аппарата являются:

- 1) Возможность открытия и закрытия направляющего аппарата при заданном напоре и гидродинамических характеристиках;
- 2) Прочность лопатки направляющего аппарата и втулок ее подшипников.

При оптимизации размеров механизма поворота необходимо, чтобы данные критерии соблюдались.

Методы. Расчет кинематических характеристик. В первую очередь определяются кинематические характеристики механизма поворота лопаток (рис. 2), которые представляют собой:

- 1) Определение кинематического (передаточного) коэффициента механизма поворота (k);
- 2) Определение потребного хода штока сервомотора (S) при каждом положении лопатки.

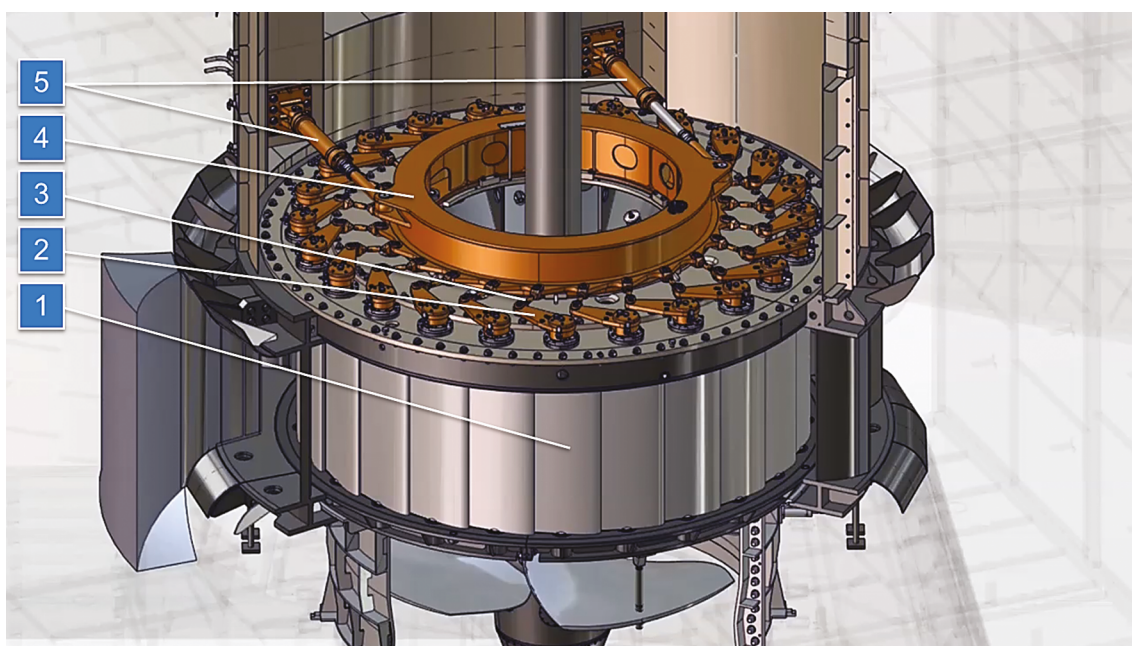


Рис. 1. Направляющий аппарат гидротурбины

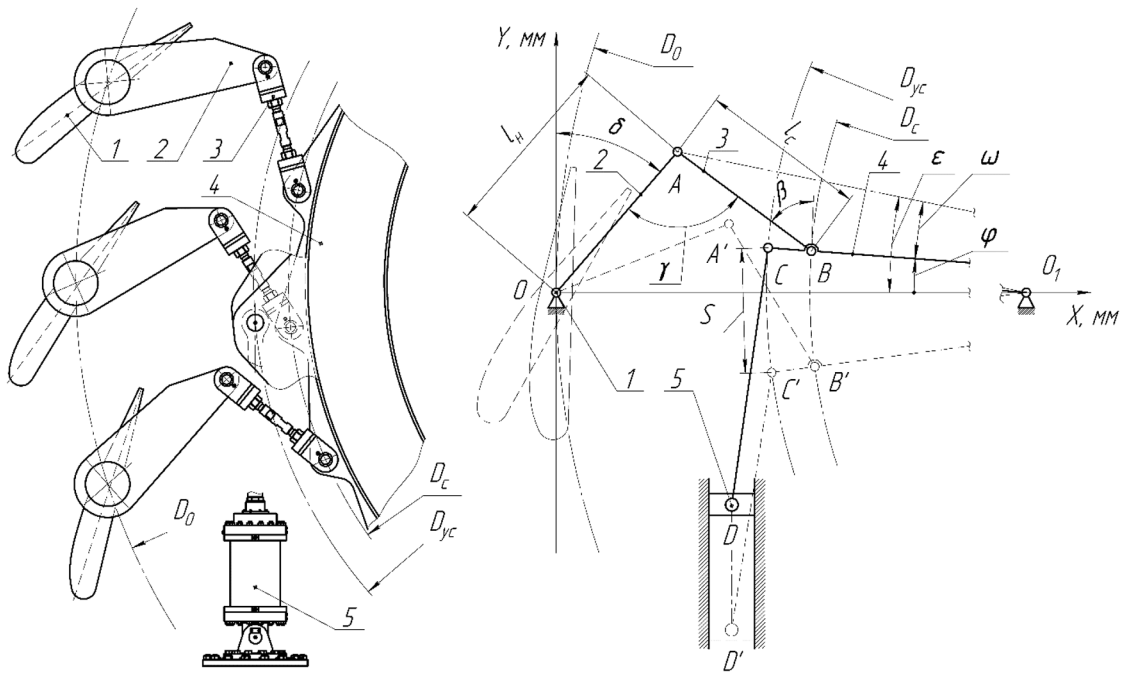


Рис. 2. Схематизация направляющего аппарата: 1 — лопатка направляющего аппарата; 2 — накладка; 3 — серьга; 4 — регулирующее кольцо; 5 — сервомотор

Кинематический коэффициент устанавливает связь требуемого момента сервомотора с моментом, действующим на лопатку. Чем выше данный коэффициент, тем при прочих равных условиях будет ниже усилие вдоль серьги:

$$k = \frac{z_0 D_c \cos \beta}{l_n D_{yc} \sin \gamma},$$

где z_0 — количество лопаток направляющего аппарата; D_c — диаметр установки серег на регулирующее кольцо; β — угол между касательной к регулируемому кольцу в точке установки серьги и серьгой; l_n — длина накладки; D_{yc} — диаметр установки штока сервомотора на регулирующем кольце; γ — угол между накладкой и серьгой.

Ход поршня сервомотора S влияет на длину штоков сервомоторов, а соответственно и на металлоемкость проектируемого направляющего аппарата. Он определяется как проекция дуги CC_i на хорду CC' (см. рис. 2). Точки C и C' должны определять положения пальца сервомотора на регулирующем кольце при полном закрытии и открытии направляющего аппарата.

$$S = D_{yc} \sin \frac{\bar{\varphi}}{2} \cos \left(\bar{\varphi}_m - \frac{\bar{\varphi}}{2} \right),$$

где $\bar{\varphi}$ — текущий угол поворота регулирующего кольца; $\bar{\varphi}_m$ — угол, равный половине центрального угла CO_1C' .

Прочностной расчет лопатки направляющего аппарата. Расчет производится при следующих условиях:

- 1) Приложено давление непрямого гидроудара (Q_r);
- 2) Направляющий аппарат полностью закрыт (см. рис. 1);
- 3) Приложено максимальное усилие от действия силового привода (P_c) и крутящий момент ($M_{кр}$).

Расчет силовых характеристик привода. В рамках расчета определяется требуемый момент, создаваемый сервомоторами, который, в свою очередь, находится из условия равновесия сил, действующих на лопатку направляющего аппарата:

$$M_c = M_r \pm M_{тр},$$

где M_c — момент, создаваемый сервомоторами; M_r — гидравлический момент (положительное значение принимается на закрытие направляющего аппарата); $M_{тр}$ — момент трения в опорах лопатки. Знаки «+» и «-» принимаются при условиях закрытия и открытия направляющего аппарата соответственно.

Выходным параметром расчета является потребное давление в сервомоторах направляющего аппарата, которое определяется по формуле:

$$p = \pm \frac{k \cdot M_c}{A} + \Delta p,$$

где A — суммарная площадь поршней сервомоторов; Δp — поправка давления, учитывающая трение в кинематике.

Для поиска более оптимальных размеров механизма поворота лопаток используется метод переборной оптимизации. При этом варьирование осуществляется по трем параметрам:

- 1) Длина накладки $l_{\text{н}}$;
- 2) Начальный угол установки накладки δ_0 ;
- 3) Длина серьги l_c .

Длина накладки в реальном механизме ограничивается многими факторами. Например, направляющий аппарат может иметь ограниченную область, в которой должны уместиться его рабочие органы, при функционировании, потому что турбина монтируется в шахте.

Так, предельные величины длины накладки можно принимать конструктивно, отталкиваясь от конкретного рабочего проекта, либо обратиться к рабочему техническому материалу [2] и формулам, созданным на основе его рекомендаций:

$$l_{\text{н}}^{\min} = 0,1D_0 \cdot 0,6; \quad l_{\text{н}}^{\max} = 0,1D_0 \cdot 1,4$$

где $l_{\text{н}}^{\min}, l_{\text{н}}^{\max}$ — минимальная и максимальная длины накладки.

Таким образом, длина накладки для i -го варианта при варьировании (n — количество вариантов) определяется по формуле:

$$l_{\text{н}}^i = \frac{l_{\text{н}}^{\max} - l_{\text{н}}^{\min}}{n} \cdot i.$$

Для правильного задания предельных значений начального угла установки накладки необходимо рассмотреть некоторые граничные условия.

Рассмотрим на примере типа механизма поворота лопаток IB [2].

При уменьшении δ_0 при прочих равных уменьшается угол ω (см. рис. 2). В момент, когда $\omega = 0^\circ$, механизм переходит в неопределенное состояние. Из этого условия возникает первое ограничение $\omega > 0^\circ$.

Исходя из этого ограничения, минимальный начальный угол установки накладки определяется по формуле:

$$\delta_0^{\min} = -\arcsin\left(\frac{1}{4 \cdot D_0 \cdot l_{\text{н}}} \cdot (-D_0^2 + D_c^2 + 4 \cdot D_c \cdot l_c + 4 \cdot l_c^2 - 4 \cdot l_{\text{н}}^2)\right).$$

При увеличении δ_0 при прочих равных увеличивается угол γ . Когда механизм «разворачивается в линию», т. е. $\gamma = 180^\circ$, механизм переходит в неопределенное состояние. Возникает второе ограничение $\gamma < 180^\circ$. Исходя из этого ограничения, максимальный начальный угол установки накладки равен:

$$\delta_0^{\min} = \arccos\left(\frac{\sqrt{(D_0 + D_{\delta} + 2l_c - 2l_{\text{н}}) \cdot (D_0 + D_c + 2l_c + 2l_{\text{н}}) \cdot (D_0 - D_c + 2l_c + 2l_{\text{н}}) \cdot (D_0 + D_0 + 2l_c + 2l_{\text{н}})}}{4 \cdot D_0 \cdot (l_{\text{н}} + l_c)} \cdot (-D_0^2 + D_c^2 + 4 \cdot D_c \cdot l_c + 4 \cdot l_c^2 - 4 \cdot l_{\text{н}}^2)\right).$$

Таким образом, начальный угол установки накладки для i -го варианта при варьировании (n — количество вариантов) определяется по формуле:

$$\delta_0^i = \frac{\delta_0^{\max} - \delta_0^{\min}}{n} \cdot i$$

Для правильного задания предельных значений длины серьги также необходимо рассмотреть некоторые ограничения. При прочих равных максимальное значение длины серьги можно получить при выставлении регулирующего кольца в позицию, при которой угол $\beta = \beta^{\min} = 90^\circ$. Минимальное значение длины серьги, напротив, будет наблюдаться при $\beta = \beta^{\max} = 90^\circ$. Как говорилось ранее, достижение данных условий

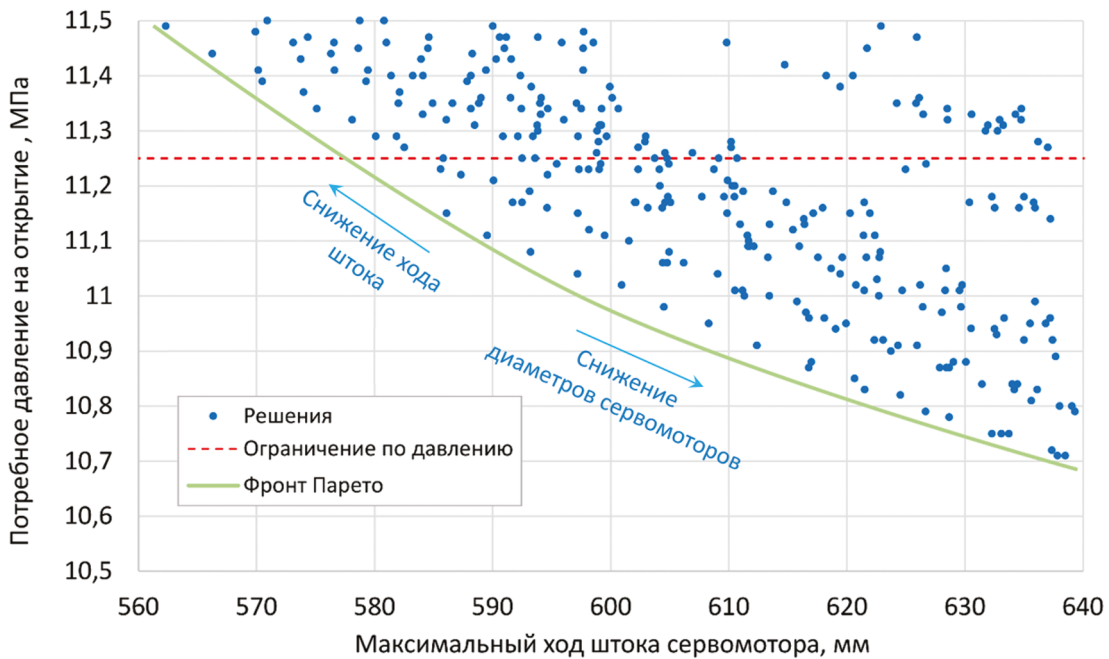


Рис. 3. Анализ множества вариантов

недопустимо. Граничное условие представляется следующим образом: $0^\circ < \beta < 90^\circ$. Ограничение по углу β часто принимают конструктивно, таким образом, чтобы серьга не «набегала» на регулирующее кольцо.

Предельные длины серьги определяются по следующей формуле:

$$l_c = \frac{D_c \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \beta'\right)}{2} + \frac{\sqrt{4 \cdot L_{AO_1}^2 + D_c^2 \cdot \left(\cos^2\left(\frac{\pi}{2} + \beta'\right) - 1\right)}}{2},$$

где $\beta' = \beta^{\max}$ при определении минимальной длины серьги — максимальное ограничение угла β ; $\beta' = \beta^{\min}$ при определении максимальной длины серьги — минимальное ограничение угла β . AO_1 — прямая, длина которой определяется по формуле:

$$L_{AO_1} = \sqrt{\left(\frac{D_0 \cos \beta}{2} - x_A\right)^2 + y_A^2}.$$

Длина серьги варьируется, как и вышеперечисленные переменные:

$$l_c^i = \frac{l_c^{\max} - l_c^{\min}}{n} \cdot i.$$

Результаты. Таким образом, на выходе получаем итоговое количество конструктивных решений, равное n^3 . Множество подвергается дополнительной фильтрации по максимальным допустимым давлениям в сервомоторах, длине хода штока, а также не рассматриваются варианты с недопустимо высокими напряжениями на лопатке, далее осуществляется анализ на наличие оптимального конструктивного варианта.

Рассмотрим данное множество (см. рис. 3). Построим условный фронт Парето по крайним точкам. На фронте лежат оптимальные решения с точки зрения соотношения потребного давления и хода штока.

Итоговый вариант принимается при анализе по следующим критериям. Если невозможно снизить потребное давление без значительного повышения хода штока силового привода до таких значений, чтобы можно было перейти на более выгодный типоразмер сервомотора или даже маслонапорной установки, то ограничение по давлению ниже допустимого не имеет смысла. В таком случае анализ сводится к тому, чтобы выбрать вариант с минимальным ходом штока. В таком случае теоретически оптимальный вариант находится в точке пересечения условного фронта Парето и ограничения по давлению в сервомоторах.

Выводы. Таким образом, был разработан алгоритм проведения оптимизации размеров звеньев направляющего аппарата гидротурбины методом перебора, что позволяет существенно сократить время проектирование направляющего аппарата и несколько снизить его себестоимость за счет либо перехода на новый типоразмер сервомотора, либо уменьшения длины его штока, либо за счет обоих вышеуказанных эффектов.

Ключевые слова: машиностроение; гидротурбинное оборудование; гидротурбина; направляющий аппарат; проектирование; расчет; лопатка направляющего аппарата; оптимизация.

Список литературы

1. Вениосов Д.В., Стекольников С.С., Широков А.В. автоматизация проектирования и расчета направляющего аппарата гидротурбины // Вестник Самарского университета. Естественнонаучная серия. 2021. Т. 27, № 4. С. 22–29. DOI: 10.18287/2541-7525-2021-27-4-22-29
2. РТМ 108.122.102-76. Направляющий аппарат вертикальных поворотнлопастных и радиально-осевых гидротурбин. Кинематика механизма поворота направляющих лопаток. Типы. 1977. 12 с.
3. Грановский С.А., Орго В.М., Смоляров Л.Г. Конструкции гидротурбин и расчет деталей. Москва-Ленинград: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной и судостроительной литературы, 1953. 392 с.

Сведения об авторах:

Даниил Вячеславович Вениосов — студент, группа 1137-150403D, факультет прикладной механики, инженер-расчетчик 1 категории, АО «ТЯЖМАШ»; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара, Россия. E-mail: dvveniosov@gmail.com

Сергей Валериевич Глушков — научный руководитель, кандидат технических наук, доцент кафедры космического машиностроения имени генерального конструктора Д.И. Козлова; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, Самара, Россия. E-mail: glushkov.sv@ssau.ru