

## ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОРПУСНОСЕКЦИОННЫХ НАСОСОВ С ВАРЬИРУЕМЫМИ РАБОЧИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Алиев Н.А. к.т.н., доцент,  
Донецкий национальный технический университет

*The method of account and roll forming of the setting case stage chamber pumps is developed on the basis of a hypothesis of persistence of an incremental of a pressure on an elementary section of a blade, at presence of constraint. Criteria shaping boundaries spigot ratios and an angle of turn original and finite elements of a blade are defined.*

Разработан метод расчета и профилирования проточной части корпусносекционных насосов на основе гипотезы постоянства прироста напора на элементарном участке лопатки, при наличии стеснения потока. Определены критерии формирующие границы втулочного отношения и угла разворота начальных и конечных элементов лопатки.

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Математическая гидродинамика исследуя поток идеальной жидкости в гидравлических машинах приводит уравнения, решение которых в общем виде, является сложной задачей [1]. В детерминированном виде, при инженерном проектировании, использовать полученные результаты проблематично. Поэтому анализ и изучение закономерностей движения жидкости в проточной части колеса, и соответственно проектирование насосов, проводится на основе упрощенных расчетных схем и корректируется по тем или иным эмпирическим зависимостям [2].

**Анализ исследований и публикаций.** Как известно, в основу инженерного расчета проточной части колеса положена гипотеза о протекании потока жидкости между бесконечно большого количества лопаток рабочего колеса бесконечно малой толщины. В таком случае за основу принята элементарная струйная теория то есть все линии тока конгруэнтны и профиль лопатки описывается одноразмерной геометрией [2].

Удельная работа лопаток или равное ей приращение напора определяется как разность полных напоров в выходном и входном

сечениях с учетом потерь напора внутри рабочего колеса, которые являются частью всех внутренних гидравлических потерь. Это приращение напора состоит, с одной стороны, из повышения статического напора (так называемого давления в зазоре), т.е. за колесом, с другой стороны, из приращения скоростного напора, вызванного изменением абсолютной скорости при входе на лопатки, до величины абсолютной выходной скорости на выходе из колеса.

Приращение статического напора создается, с одной стороны, центробежными силами, возникающими при вращении воды вместе с рабочим колесом; с другой стороны, приращение напора вызывается тем, что на чисто вращательное движение налагается относительное движение протекания, при котором получается падение относительной скорости входа до относительной скорости выхода, чему соответствует также повышение статического давления.

Наиболее удобной для практического использования в сети формой напора, создаваемого насосом, является потенциальный напор. Динамический напор насоса связан с абсолютной скоростью выхода потока, которая в насосах, создающих большой напор, должна быть высокой. Однако при последующем движении жидкости по спиральному каналу насоса к месту выхода ее в нагнетательный трубопровод эту скорость все равно приходится резко снижать, т.е. динамический напор опять-таки переводиться в статический и переход этот связан с дополнительными потерями напора.

Отсюда вытекает сложность задачи определения оптимального соотношения между компонентами скоростей в лопаточной машине и построения профиля рабочего колеса с геометрическими параметрами для требуемых рабочих характеристик. Еще более сложная задача - вариация рабочих характеристик для лопаточного колеса при постоянном диаметре или втулочном отношении. Решение ее позволит создавать агрегаты с перманентным изменением напоров и производительностей при проектировании насосов для шахтного водоотлива с сохранением геометрии основных деталей. Особенно эта задача актуальна для электронасосных погружных агрегатов используемых для организации водоотливных комплексов закрывающихся шахт при использовании шахтного ствола в качестве водосборника.

**Постановка задачи.** Согласно вышеприведенному динамический напор должен быть преобразован в потенциальный напор, что предопределяет относительный рост длины лопаток. Но так как на расчетные величины влияют только углы входа и выхода, то теорети-

чески, как будто совершенно безразлично, по какой кривой выполнена средняя часть лопатки, связующая собой ее конечные участки. В действительности, однако, следует при профилировании лопатки руководствоваться нижеследующими соображениями, приводящими к возможно меньшим потерям на трение и потерям при преобразовании скоростей в давление:

1) лопатки должны быть оптимальной длины, удельная работа которых должна обеспечивать максимально возможный напор без изменения главных размерений колеса или втулочного отношения;

2) изменение сечения канала между лопатками должно происходить постепенно, причем следует избегать сильных уширения или резких переходов;

3) с точки зрения технологии производства рабочих колес целесообразно очерчивать лопатку по одной кривой, описанной функциональной зависимостью;

4) функциональная зависимость, формирующая профиль лопатки, должна находиться во взаимно-однозначном соответствии с законом изменения силовых или скоростных параметров в проточной части колеса;

5) профилирование лопатки по детерминированной зависимости позволяет полностью избежать перебазирования центров кривизны, разработать технологию и оснастку для изготовления как лопатки, так и высокоточных колес, полностью идентичных между собой.

Определить и построить теоретический профиль лопатки можно двумя путями. По первому из них, можно задаваясь формой канала между рабочими лопатками (соответствующей уже рассчитанным углам входа и выхода) и затем проверить его, принимая распределение скоростей равномерным в каждом ортогональном (меридиональном) сечении канала между коренным и покрывным дисками. Такие профили лопаток называются круговыми, т.к. они образованы из дуг окружностей.

При помощи второго наиболее широко распространенного метода, исходят из условия равенства скоростей в сечении цилиндром (соосным колесу) постоянного радиуса, т. е. из условия бесконечно большого числа лопаток. Задаваясь при этом законом изменения какой-либо величины вдоль лопатки, например, законом изменения от входа к выходу, скорости эвакуации потока, однозначно определяется все очертание лопатки. Такие лопатки, которые, вообще говоря, не

образованы из дуг окружностей (рис.1) будут называться лопатками, построенными по точкам [1], [2].

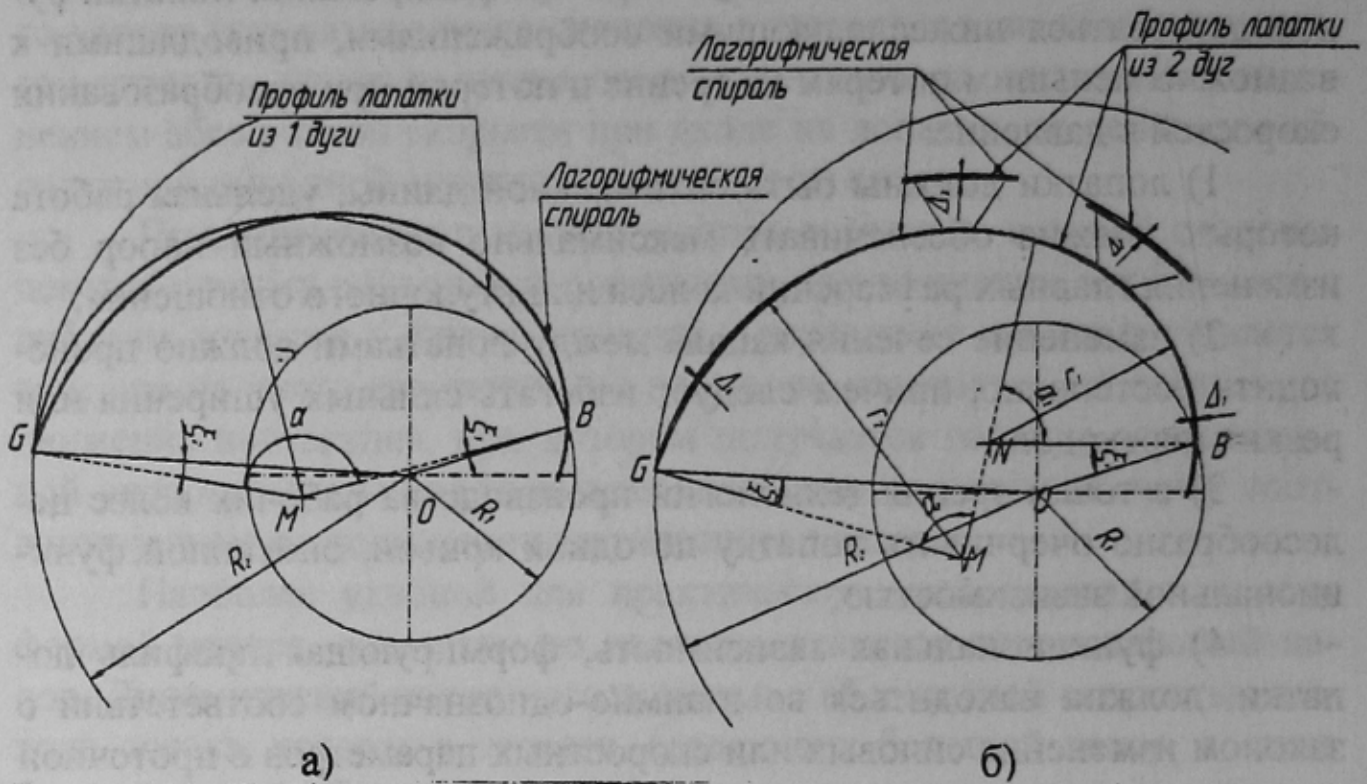


Рисунок 1: Профилирование лопаток

а) по дуге окружности; б) по двум дугам окружности

Однако, такая методика, теоретически отражающая взаимосвязь между основными кинематическим и геометрическими параметрами проточной части рабочего колеса в фиксированной точке, с технологической точки зрения неприемлема. Этим и объясняется неоднозначность геометрических параметров межлопастной зоны, неравномерность их заполнения, разномассовость и дисбаланс колес [3], [4] и т. д. При производстве рабочих колес технологические погрешности механической обработки в сумме с погрешностями базирования, кинематическими погрешностями станочного оборудования, оснастки и инструмента в совокупности с теоретическими профилями, очерченными кусочно-линейными функциями не позволяют создавать высокоточные колеса насосов [3]. Для корпусно-секционных машин этот фактор становится весьма значимым, особенно при специфической сборке и методах балансировки ротора таких машин, приводит к высокой вибронегруженности насосных агрегатов, резкому росту виброударного износа сопряженных пар проточной части, непрогнозируемому увеличению осевых сил, потери производительности и соответственно малой надежности и ресурса

агрегатов с корпусно-секционными насосами. Кроме того, это один из путей увеличения к.п.д. при прочих равных условиях, для всех видов многосекционных насосных агрегатов [4].

*Изложение материалов и результаты.* Численные расчеты и опыт построения профилей показывает, что на каждом участке кусочно-линейной функции ее можно аппроксимировать логарифмической спиралью. Известно, что каждая логарифмическая спираль пересекает все свои радиус-векторы под одним и тем же углом, то есть логарифмическая спираль относится к *изогональным траекториям*. На бесконечно малом участке лопатки приняв за рабочую гипотезу какое – либо силовое соотношение действующее на текущее представляется возможным отобразить или связать основные параметры логарифмической спирали с участками окружности, однозначные расчетным точкам профиля лопатки. В основу расчета можно положить гипотезу о постоянстве роста давления приходящегося на единицу длины лопатки.

Как известно, логарифмической спиралью называется кривая, описываемая в полярной системе координат уравнением:

$\rho = a^{\varphi}$ , где  $a$  – произвольное положительное число. При этом, согласно определению угол  $\mu$ , составленный касательной и радиус-вектором точки на кривой определяется из соотношения:  $\operatorname{tg} \mu = 1 / \ln a$ ;

Таким образом угол между радиус-вектором и касательной к точке для логарифмической спирали зависит от постоянного параметра  $a$  являющегося характеристикой данной логарифмической спирали и следовательно для каждой из спиралей величиной постоянной.

Предположим, что лопаткой очерченной по логарифмической спирали требуется осуществить транспортировку текучего с производительностью  $Q$  на высоту  $H$ . Предположим, что при изменении длины дуги лопатки на бесконечно малую величину  $dS$  ширина ее изменяется на величину  $db_x$ , причем прирост напора на элементарном участке лопатки постоянен. Ширина лопатки от входной кромки к выходной изменяется в сторону уменьшения, т.е. имеется боковое сжатие потока.

Элемент дискретного перемещения в пространстве бесконечно малого объема текучего представлен на рис. 2.

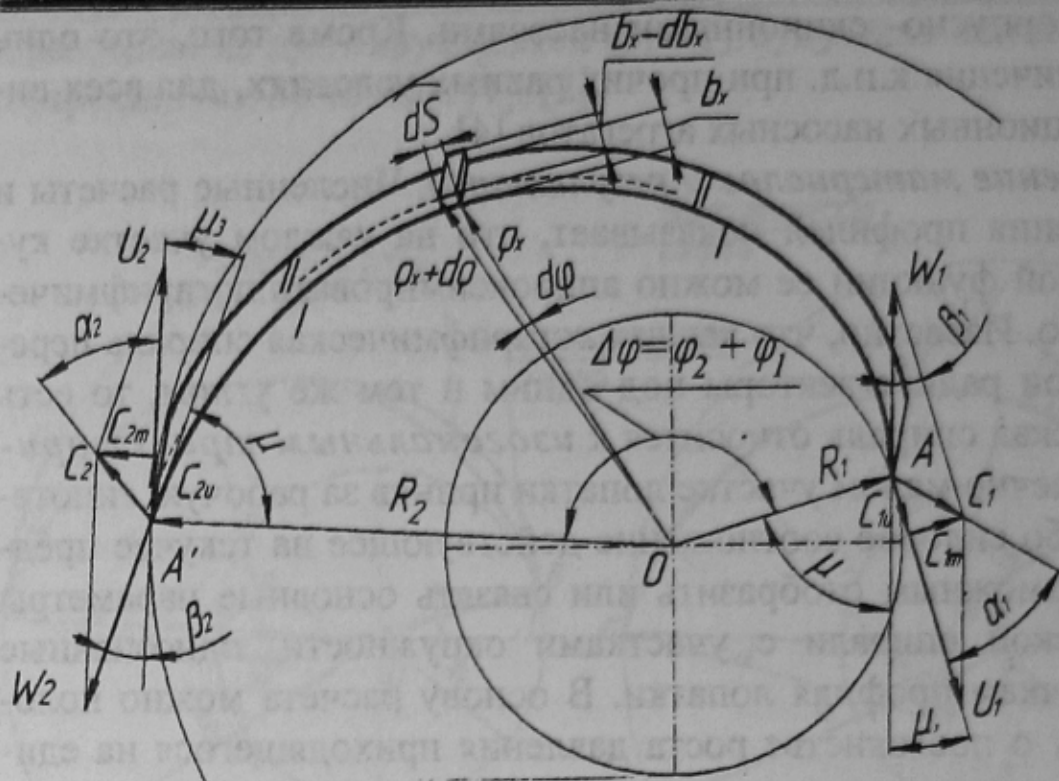


Рисунок 2. Расчетная схема к определению профиля лопаток

Здесь  $\rho_x$  – текущий радиус логарифмической спирали;  $b_x$  – ширина лопатки, в сечении колеса окружностью радиусом  $\rho_x$ . Толщину лопатки примем постоянной по сечению и равной  $\delta$ . Лопатки числом  $z$  расположены равномерно по окружностям  $D_1$  и  $D_2$ ; образующая лопаток параллельна оси колеса. При этом шаг между лопатками: – на окружности радиуса  $\rho_x$  (по сечению 1-1):  $t_{\rho_x} = (2\pi\rho_x - z\delta)/z$ ; – на длине окружности  $\rho + d\rho$ :  $t_{\rho_x + d\rho_x} = [2\pi(\rho_x + d\rho_x) - z\delta]/z$

Бесконечно малое приращение площади межлопаточной зоны по сечению II-II:

$$dF_s = \frac{2\pi}{z} (d\rho_x b_x - \rho_x db_x) \quad (1)$$

При приращении радиус-вектора логарифмической спирали на  $d\rho$  дуга лопатки получает соответственно приращение:

$$d\bar{S} = (\rho + d\rho) \frac{\sqrt{1 + \ln^2 a}}{\ln a} - \rho \frac{\sqrt{1 + \ln^2 a}}{\ln a} = d\rho \frac{\sqrt{1 + \ln^2 a}}{\ln a} \quad (2)$$

Бесконечно малая пространственная трансформация элементарных объемов в единицу времени:

$$dV_s = dF_s \cdot d\bar{S} = \frac{2\pi}{z} (d\rho_x b_x - \rho_x db_x) \cdot \frac{\sqrt{1 + \ln^2 a}}{\ln a} d\rho \quad (3)$$

Момент передаваемый элементарным параллелепипедом с распределенным по нему давлением  $dP$  от лопатки на элементарном участке  $\bar{dS}$  шириной  $dF_s$  запишется в виде:

$$M = \int_{\rho_1}^{\rho_2} \int_{b_1}^{b_2} dP \cdot d\bar{S} \cdot dF_s \gamma \rho = dP \int_{\rho_1}^{\rho_2} \int_{b_1}^{b_2} \frac{2\pi\gamma}{z} (d\rho_x b_x - \rho_x db_x) \cdot \frac{\sqrt{1 + \ln^2 a}}{\ln a} \rho d\rho =$$

$$= dP \frac{2\pi \cdot \rho_2^3 b_2 \gamma \sqrt{1 + \ln^2 a} (k^3 - 1)(1 - \lambda)}{3z \ln a} \quad (4)$$

В (4) безразмерные параметры  $k$  и  $\lambda$  представлены в виде:

$$k = \rho_2 / \rho_1 = a^{\varphi_1} / a^{\varphi_2}; \lambda = b_2 / b_1; \lambda \quad (5)$$

Для внешнего момента приложенного к рабочему колесу насоса от вала электродвигателя имеем соотношение [3]:

$$M = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_T}{\omega} = 2 \cdot \gamma \pi \rho_2^2 \cdot b_2 \cdot C_m \cdot \frac{H_T}{u_2} \cdot \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} \quad (6)$$

Где :  $Q$  – производительность;  $H_T$  – теоретический напор;  $\omega$  – угловая скорость рабочего вала;  $-\frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}$  – коэффициент стеснения

потока, определенный с учетом принятой гипотезе о форме и очертаниях лопаток из нижеприведенных предпосылок. При свободном от лопаток рабочем колесе площадь выхода потока и отсутствия стеснения его на радиусе колеса  $R_2$ :  $S_{\Pi} = 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2$ ; при числе лопаток  $z$  данная площадь уменьшается на величину:  $S_{-z} = 2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 - \delta_1 \cdot z$ ; где  $\delta_1$  – толщина лопатки, определяемая из соотношения:  $\delta_1 = \delta / \sin \beta$  (рис. 2)

Тогда коэффициент стеснения потока лопатками принимает вид:

$$K = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} = \frac{2\pi \cdot R_2 \cdot b_2 - z \cdot b_2 \cdot \delta_1}{2\pi \cdot R_2 \cdot b_2} = 1 - \frac{z\delta}{2\pi R_2 \sin \beta_2} =$$

$$= \frac{2\pi R_2 \ln a - z\delta \sqrt{1 + \ln^2 a}}{2\pi R_2 \ln a} \quad (7)$$

Момент (6) относительно центра колеса с учетом числа лопаток  $z$  при замене в соотношениях (4), (5), (6) радиуса логарифмической спирали  $\rho_2$  на радиус  $R_2$

$$M_1 = dP \frac{2\pi\gamma \cdot R_2^3 b_2 \cdot \sqrt{1 + \ln^2 a} \cdot (k^3 - 1)(1 - \lambda)}{3 \ln a} \quad (8)$$

Внешний момент подведенный к колесу согласно (6), (7), (8) и с учетом вышеуказанных обозначений запишется в виде:

$$M_2 = \frac{2\pi\gamma \cdot R_2^2 \cdot b_2 C_{2m} \cdot H_T}{u_2} \left( \frac{2\pi \cdot R_2 \ln a - z \cdot \delta \sqrt{1 + \ln^2 a}}{2\pi R_2 \ln a} \right) \quad (9)$$

Вследствие равенства внешнего момента суммарному моменту сил приложенных к лопаткам, т.е.  $M_1 = M_2$  получим соотношение для определения dP-приращения напора на элементарном участке лопасти:

$$dP = \frac{3 \cdot C_{2m} \cdot H_T (2\pi \cdot R_2 \ln a - z\delta \sqrt{1 + \ln^2 a})}{2\pi \cdot u_2 \cdot R_2^2 (\sqrt{1 + \ln^2 a}) (k^3 - 1)(1 - \lambda)} = \frac{3 \cdot C_{2m} \cdot H_T (2\pi \cdot a^{\varphi_2} \ln a - z \cdot \delta \sqrt{1 + \ln^2 a})}{2\pi \cdot u_2 \cdot a^{2\varphi_2} (\sqrt{1 + \ln^2 a}) (k^3 - 1)(1 - \lambda)} \quad (10)$$

Если предположить, аналогично [2] что: 1) вблизи выхода из рабочего колеса распределение давлений и скоростей неравномерно по шагу; 2) выравнивание относительных скоростей на выходе происходит таким образом, что скорость на тыльной стороне лопатки остается постоянной, а скорость на рабочей стороне увеличивается до ее значения скачком. В таком случае [2] известно, что:

$$\omega_2'^2 - \omega_{12}'^2 = 2g\tau dP \quad (11)$$

где  $\tau$  – эмпирический коэффициент, который учитывает отклонение принятой схемы от действительной в особенности снижение нагрузки у концов лопатки до нуля и соответственно он должен быть меньше единицы.

Подставив (10) в (11) получаем:

$$\bar{P} = \frac{3}{4\pi^2} \frac{[2\pi a^{\varphi_2} \ln a - z\delta \sqrt{1 + \ln^2 a}]}{a^{2\varphi_2} [\sqrt{1 + \ln^2 a} (k^3 - 1)(1 - \lambda)]} \quad (12)$$

После преобразований зависимость для определения влияния конечного числа лопаток на напор при профилировании лопатки колеса по логарифмической спирали запишется в виде:

$$\frac{H_{th\infty}}{H_{th}} = \left\{ 1 + \frac{3}{4\pi^2} \frac{[2\pi a^{\varphi_2} \ln a - z\delta \sqrt{1 + \ln^2 a}]}{a^{2\varphi_2} [\sqrt{1 + \ln^2 a} (k^3 - 1)(1 - \lambda)]} \right\} \Psi' \quad (13)$$

где:  $H_{th\infty}$  – напор при бесконечном числе лопаток;  $H_{th}$  – напор с учетом стеснения потока лопатками; эмпирический коэффициент, определяемый по [2] из соотношения:  $\Psi' = \tau\pi \sin \beta_2 = 0,6(1 + \sin \beta_2)$ .

Задаваясь отношением теоретической величины удельной работы при бесконечном числе лопаток к теоретической величины удельной работы при конечном числе лопаток, при заданных Q и H получаем параметр логарифмической спирали  $a$ , описывающей контур лопатки. Полученные по зависимости (13) профили приведены на



рис. 3 в сравнении с профилями, полученными по [1]. Однако профили по [1] очерчены по дугам окружностей, в отличие от профиля полученного по логарифмической спирали, в соответствии с (13), что в технологическом аспекте обеспечивает возможность создания высокоточных, одинаковых по массе и неуравновешенности колес.

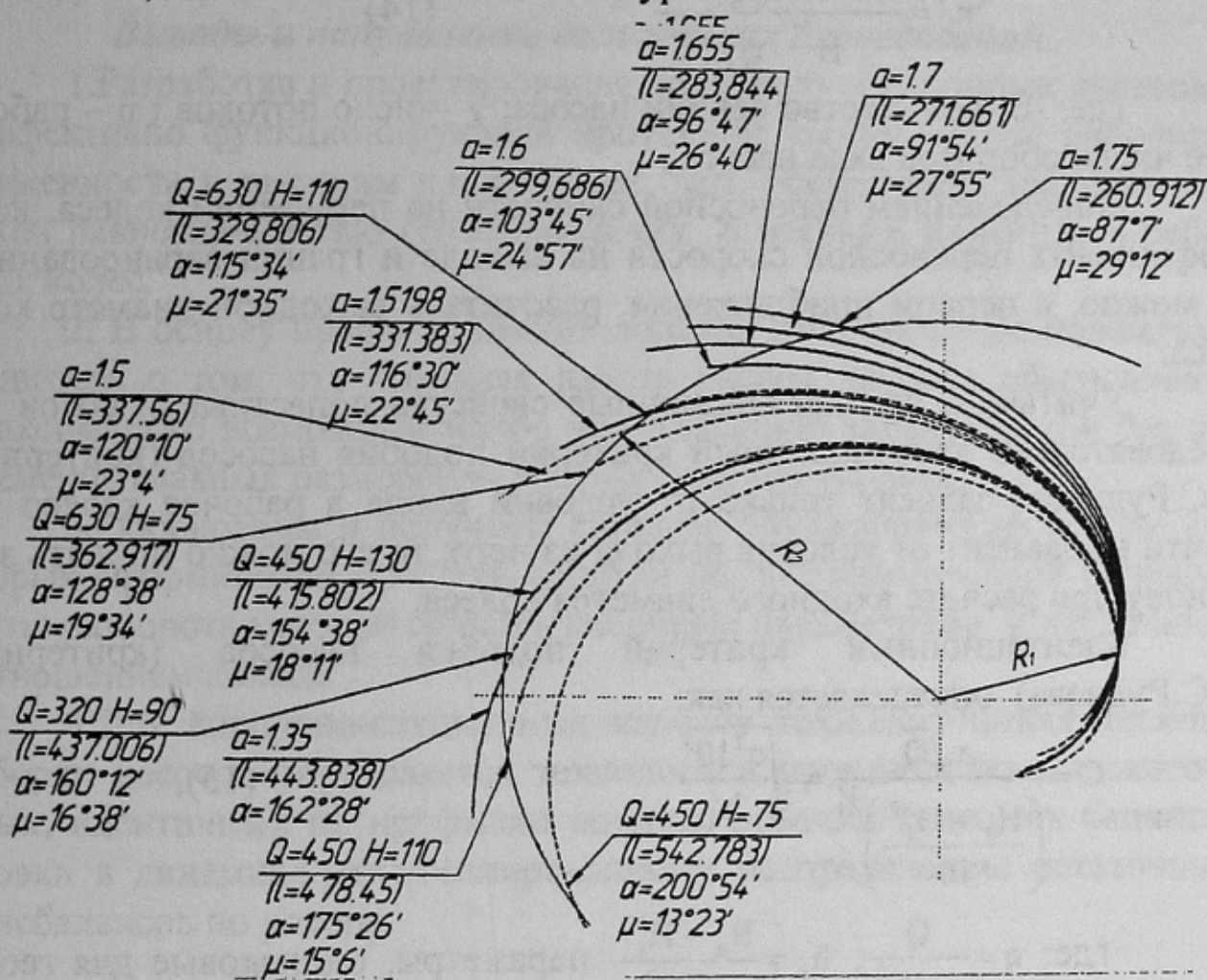


Рисунок 3. Пучок профилей лопаток параметрического ряда шахтных насосных агрегатов

Соотношения (12) и (13), связывают рабочие характеристики колеса с его геометрическими параметрами и позволяют спрофилировать как собственно лопатку, так и меридиональное сечение колеса.

В дополнение к вышесказанному, при проектировании и расчете рабочих колес необходим предварительный выбор исходных значений диаметров входа и выхода потока из колеса

Как известно, коэффициент быстроходности  $n_s$ , являющийся критерием подобием насосов [1], в том числе многоступенчатых, и зависит от выходных геометрических и кинематических параметров насосного колеса, практически не зависят от его входных элементов.

Отсюда понятно, что при определении выходного диаметра колеса в основу расчета может быть положен коэффициент быстроходности  $n_s$ , определяемый для корпусно-секционных машин по зависимости:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q} \cdot \theta^{3/4}}{H^{3/4} \cdot \sqrt{\chi}} \quad (14)$$

где:  $\theta$  - количество секций насоса;  $\chi$  - число потоков;  $n$  - рабочее число оборотов вала насоса.

Определением переносной скорости на периферии колеса, коэффициента переносной скорости на выходе и границ варьирования  $n_s$  можно, в первом приближении, рассчитать выходной диаметр колеса.

Учитывая, что кавитационные свойства лопастных насосов и следовательно кавитационный критерий подобия насосов (критерий С.С.Руднева) зависят только от условий входа в рабочее колесо и почти не зависит от условия выхода из него, то его можно принять за основу при расчете входного диаметра колеса.

Кавитационный критерий подобия насосов (критерий С.С.Руднева) определяется как:

$$C = \frac{n \sqrt{Q}}{\left( \frac{H_a - H_b^{KP}}{10} \right)^{3/4}} = \sqrt[4]{\frac{q^2 10^3}{h_b^3}} \quad (15),$$

где:  $q = \frac{Q}{n \cdot D_1^3}$ ;  $h_b = \frac{H_a - H_b^{KP}}{n^2 D_1^2}$  параметры, одинаковые для геометрически подобных насосов [2];  $D_1$  - диаметр окружности входа в насосное колесо;

Критерием минимизации угла разворота  $\varphi_2 - \varphi_1$  лопатки и ее рабочей длины является неравенство угла  $\alpha_2$  между абсолютной скоростью  $c_2$  и переносной скоростью  $u_2$  прямому углу (рис. 2).

Исходя из уравнения Эйлера и треугольника скоростей на выходе получаем:

$$\varphi_2 \leq \frac{\ln R_2 [\omega^2 R_2^2 - 1]}{\operatorname{tg} \alpha_2} \quad (16)$$

Присоединяя к зависимости (16) безразмерный параметр  $k$  и считая его за втулочное отношение, с учетом  $\rho_1 = a^{\varphi_1}$  полностью удастся определить и спроектировать как профиль лопатки, так и про-

филь меридионального сечения при заданных рабочих параметрах корпусно-секционных насосов. Такой подход предопределяет не только разработку и производство высокоточных колес, но и решает проблему детерминизма распределения неуравновешенных масс по ротору и сборку насосов малой виброн нагруженности [4].

### *Выводы и направление дальнейших исследований.*

1. Разработка и проектирование корпусно-секционных насосов с эффективно функционирующей проточной частью, малой виброн нагруженности и высоким к.п.д. может быть обеспечена технологической равнозначностью геометрических и весовых параметров рабочих колес.

2. В основу профилирования лопаток рабочих колес положена гипотеза о том, что удельная работа насоса, должна обеспечивать максимально возможный напор или вариацию характеристик без изменения главных размерений рабочего органа – колеса.

3. Обоснованы и получены силовые соотношения на основе которых сформирован профиль лопатки по логарифмической спирали, угол разворота которой связан с рабочими параметрами и втулочным отношением колеса.

4. Для корпусно-секционных насосов технологическая цепочка сборки насосов определяется технологией производства высокоточных, идентичных по профилям лопаток рабочих колес, их балансировки в динамике детерминированному распределению остаточных дисбалансов по ротору.

### Список источников.

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.–Л., «Машиностроение», 1966, С. 364.
2. Пфлейдерер К.- Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960, 683 с.
3. Алиев Н.А. Метод нормирования технологических несовершенств при механической обработке рабочих колес многосекционных шахтных машин: Сборник научных трудов / НГУ. – Днепропетровск, 2003. №17, Т.2., с. 214-224.
4. Алиев Н. А. Технологическое обоснование методики сборки многосекционных шахтных насосов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: гірнично - електромеханічна. - Вип. 51. - Донецьк. 2002. - с. 3 - 9.
5. Руднев С. С. Подобие в гидромашинах. – «Труды ВНИИГИДРОМАШа», 1970, вып. 40, с. 3–16.