

УДК 66.023

Усовершенствование конструкции лабиринтно-винтового насоса

Лебедев А.Ю., студент

*61002, Украина, Харьков, НТУ «Харьковский политехнический институт»,
кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропривод»*

Научный руководитель: Андриенко П.Н., профессор

*61002, Украина, Харьков, НТУ «Харьковский политехнический институт»
vyaroz@bmstu.ru*

Развитие нефтедобычи тесно связано с использованием лабиринтно-винтовых насосов (ЛВН), работа которых основана на использовании турбулентного трения, параметры которого зависят от формы его проточной части. В настоящее время процесс течения жидкости в лабиринтных каналах таких насосов недостаточно изучен, а рекомендации касающиеся выбора оптимальных геометрических и рабочих параметров рабочих органов содержат эмпирические коэффициенты.

В работе [1] приведены графики зависимостей рабочих характеристик ЛВН в зависимости от формы рабочих органов. Даются рекомендации касающиеся выбора формы рабочих органов в зависимости от условий эксплуатации насоса. Однако все рекомендации основываются на использовании эмпирических коэффициентов, что делает невозможным их использование на этапе проектирования насоса.

Методика расчета лабиринтных уплотнений гидроагрегатов представлена в работе [2], здесь также приводятся зависимости для определения расхода жидкости при турбулентном течении, описывается влияние формы сечения лабиринтной канавки на величину коэффициента гидравлического сопротивления. Однако приведенные зависимости справедливы лишь для уплотнений, не учитывают конусность и овальность поверхностей. При рассмотрении течения жидкости через лабиринтные канавки разной формы, учитываются течение жидкости и потери лишь в одном направлении ее движения.

На основании проведенного анализа научно-технической литературы, нами уточнена физическая модель рабочего процесса течения жидкости через лабиринтные каналы ЛВН, которая учитывает движение жидкости в двух противоположных

направлениях, и разработана теория его расчета, не содержащая эмпирических коэффициентов, определяемых экспериментальным путём [3, 4].

Анализ полученных аналитических зависимостей для расчета рабочих характеристик ЛВН, приведенный в этих статьях, позволил установить, что их усовершенствование лежит в плоскости уменьшения гидравлических потерь на входе и выходе, а также в уменьшении перетечек между винтовыми канавками при прямом и обратном потоке жидкости. Если для расчета гидравлических потерь связанных с входом потока в ЛВН и выходом из него используются известные из механики жидкости и газа зависимости, то для расчета перетечек между винтовыми канавками при прямом и обратном потоке жидкости нами предлагается ввести, по аналогии с вихревыми диодами и резисторными струйными элементами, коэффициент диодности:

$$\dot{A} = \zeta_{\text{ia}} / \zeta_{\text{io}} \quad (1)$$

где: $\zeta_{\text{пр}}$, $\zeta_{\text{об}}$ – коэффициенты сопротивления между винтовыми канавками при потоке жидкости в прямом и обратном направлении соответственно.

Анализ формы винтовых канавок ЛВН с использованием коэффициента диодности позволил усовершенствовать форму рабочих органов ЛВН (рис.1) и обеспечить минимальное сопротивление при прямом потоке рабочей жидкости и максимальное сопротивление при обратном [5], следовательно, улучшить его рабочую характеристику.

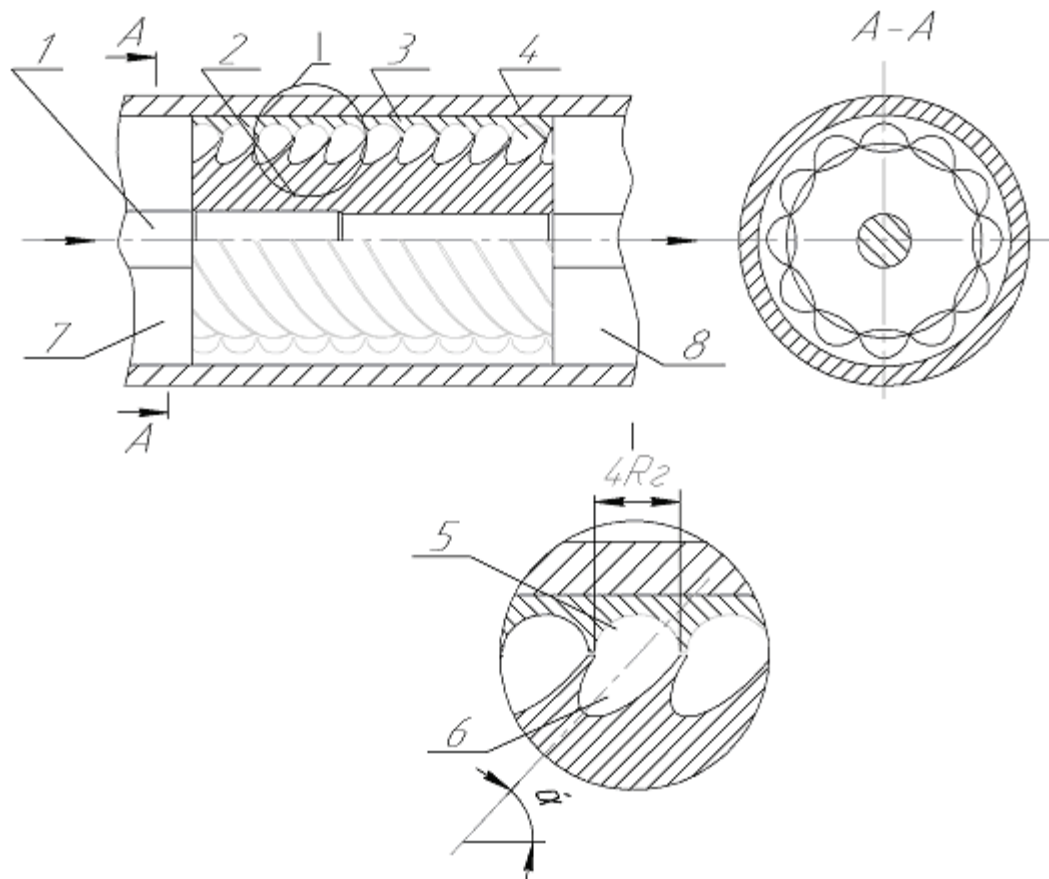


Рис. 1. Лабиринтно-винтовой насос с усовершенствованной формой винтовой канавки

Перемещение рабочей жидкости (рис. 1) с камеры подвода 7 к камере её отвода 8 происходит за счет силового взаимодействия между жидкостью обтекающей винт 2 во время его вращения и жидкостью, которая обтекает втулку 3. При этом на условной поверхности раздела пространства между винтом 2 и втулкой 3, в винтовых канавках 5 и 6 происходит активизация силы турбулентного трения, которая усиливается центробежными силами и вихрями, образованными вследствие нестационарного течения рабочей жидкости. Характер течения рабочей жидкости неоднороден по всей длине винта 2. Расход на выходе из насоса является разницей расходов в прямом и обратном направлениях. Благодаря выполнению винтовых канавок на винте продолговатой формы, например в виде эллипса, ось которых образует с осью винта в направлении подачи жидкости острый угол, α а ширина которых в сечении на внешней поверхности винта равна ширине винтовых канавок на внутренней поверхности втулки, или четырём гидравлическим радиусам винтовой канавки втулки, винтовые канавки насоса образуют резисторный диод. При движении жидкости в возвратном направлении ее поток отклоняется и направляется под тупым углом к центральной части канавки. В результате взаимодействия отклоненной и не

отклоненной частей потока происходит значительное его сужение и образование сжатого сечения, находящегося ниже щели образованной выступами втулки и винта. В этом случае основные потери мощности обусловлены расширением потока за сжатым сечением и вихреобразованием. При течении жидкости в прямом направлении, винтовые канавки на винте продолговатой формы наклонены в сторону подачи жидкости насосом, сжатие потока за выступами винта и втулки значительно меньше, чем при течении жидкости в обратном направлении. Таким образом, гидравлическое сопротивление при течении жидкости в прямом направлении меньше чем в обратном. Таким образом, обеспечивается увеличение расхода на выходе из насоса. Кроме того, расход на выходе из насоса увеличивается благодаря большей площади канавок продолговатой формы по сравнению с полукруглыми выполненными на винте.

При рассмотрении течения жидкости между кромками, разделяющими винтовые канавки, ввиду их малости, потерями трения пренебрегаем. Если рассматривать сопротивление перетечек в направлении подачи насоса как сужение под углом расширения, которое в первом приближении можно принять как внезапное, то сопротивление при прямом потоке жидкости определяется по зависимости:

$$\zeta_{\text{пр}} = \zeta_{1\text{сж}} + \zeta_{1\text{р}} \quad (2)$$

где: $\zeta_{1\text{сж}}$ – коэффициент сопротивления жидкости при сужении под углом (определяется по диаграммам с литературы [6]); $\zeta_{1\text{р}}$ – коэффициент сопротивления жидкости при расширении, принимаем $\zeta_{1\text{р}} \approx 1,0$ [7].

Сопротивление при обратном потоке жидкости определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{об}} = \zeta_{2\text{сж}} + \zeta_{2\text{р}} \quad (3)$$

где: $\zeta_{2\text{сж}}$ – коэффициент сопротивления жидкости при сужении, $\zeta_{2\text{сж}} \approx 1,0$ [6]; $\zeta_{2\text{р}}$ – коэффициент сопротивления жидкости при расширении, который зависит от угла α .

Анализ коэффициента потерь при расширении потока показал, что максимальное его значение достигается при угле $\alpha \approx 55^\circ$. При этом $\zeta_{2\text{р}} = 1,2$.

Для рабочих органов спроектированного нами ЛВН (гидравлический радиус $R_r = 2,25$ мм; длина винта $l = 112$ мм; диаметр винта $d_b = 60$ мм; зазор между нарезками винта и втулки $\delta = 0,5$ мм; число заходов винтовой канавки $z = 10$), определены: $\zeta_{1\text{сж}} \approx 0,1$ [6] и расширение при обратном потоке $\zeta_{2\text{р}} = 0,8$ [7]. Расчетное значение его коэффициента диодности составило 1,64. Таким образом, теоретическим путём

доказана ефективність предложенной конструкции ЛВН, поскольку коэффициент диодности ЛВН с симметричными винтовыми канавками составляет 1,0.

Для расчета рабочих характеристик ЛВН предложено использовать коэффициент диодности между винтовыми канавками при течении жидкости в прямом и обратном направлении. Разработана новая конструкция проточной части ЛВН, эффективность которой доказана теоретическим путем.

Список литературы

1. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред. – 2 изд. / А.И. Голубев. – М.: Машиностроение, 1981. – 112 с.
2. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г.А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 109 с.
3. Лебедев А.Ю. Інтегральна методика розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев, П.М. Андренко. – Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2011. – №4. – С. 20 – 25.
4. Лебедев А.Ю. Визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев, П.М. Андренко. – Промислова гідравліка і пневматика. – 2012. – № 3 (37). – С. 33 – 37.
5. Пат. на корисну модель 73119 Україна, МПК F04D 3/00. Лабіринтно-гвинтовий насос / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А.; заявник і патентовласник Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А. – № у 2012 02788; заявл. 12.03.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. №17.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
7. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.