

О РАЗРАБОТКЕ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СЕКЦИОННЫХ ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ

Тимухин С. А., Долганов А. В., Попов Ю. В., Чураков Е. О.,
Ислентьев А. О., Торопов Э. Ю.

Изложены вопросы разработки и освоения производства шахтных секционных двухпоточных насосов. Показаны преимущества этих насосов в сравнении с однопоточными секционными и спиральными насосами. Разработан типоряд двухпоточных насосов на основе элементной базы существующих отечественных однопоточных шахтных секционных насосов. Сделаны выводы о перспективности разработок и производства данного вида насосов.

Ключевые слова: шахтные секционные насосы; однопоточная и двухпоточная гидравлические схемы; разработка; конструкция; преимущества; перспективность.

Выпускаемые в настоящее время отечественные секционные однопоточные насосы типов ЦНС(К), ЦНСГ, НЦС, НЦСР и др. в достаточной мере покрывают поля потребных водоотливных режимов шахт, рудников и открытых горных разработок. Широко применяются они и в различных смежных отраслях промышленности: металлургической, химической и других. Насосы были разработаны еще в 40-х гг. прошлого века (удостоены Государственной премии СССР за 1946 г.), и с того времени их гидравлическая схема не претерпела сколько-нибудь существенных изменений, несмотря на проводимые модернизации (АЯП – МС(К) – ЦНС(К)) [1–4].

В настоящее время выпускаемые секционные однопоточные насосы не удовлетворяют современным требованиям, предъявляемым к шахтным центробежным насосам, как с точки зрения их экономичности, так и надежности работы. Применяемое в них для компенсации осевой силы гидравлическое разгрузочное устройство, состоящее из вращающегося диска и неподвижных элементов, является источником значительных объемных потерь (до 5–6 % и более от номинальной подачи насоса) и обладает низкой эксплуатационной надёжностью (наработка до отказа составляет в среднем всего 110...140 часов). На загрязнённой воде наработка до отказа снижается до 60...80 часов, что создает большие проблемы при техническом обслуживании насосов. На протяжении всего времени эксплуатации секционных однопоточных насосов в горной промышленности предпринимались много-

численные попытки совершенствования их разгрузочных устройств с целью снижения объемных потерь и повышения надежности работы [5, 6 и др.]. Однако принципиального улучшения работы разгрузочных устройств добиться пока не удалось, и шахтные секционные насосы, несмотря на некоторые свои очевидные преимущества в сравнении с насосами других типов, продолжают эксплуатироваться с низким уровнем эффективности.

Главная причина этого кроется, по мнению авторов, в несовершенной гидравлической схеме однопоточного насоса, неотъемлемой составной частью которой является наличие гидравлического разгрузочного устройства. В связи с этим необходима разработка принципиально других схем секционных насосов, в которых компенсация осевых сил осуществлялась бы наиболее эффективным способом – симметричным расположением на валу рабочих колес одностороннего всасывания и применением рабочих колес двухстороннего всасывания. Данному требованию отвечают, например, секционные двухпоточные насосы, состоящие из двух одинаковых групп секций, расположенных симметрично по отношению друг к другу.

Первые попытки создания таких насосов в нашей отечественной практике относятся еще к 50-м годам прошлого века [7], когда разрабатывался насос типа ГМС (Горловский, мощный, стационарный). Рабочие колеса в этом насосе располагались в двух группах с подводом воды в них с противоположных сторон.

Недостатком таких насосов являлось то, что, несмотря на симметричное расположение в них колес одностороннего всасывания и, следовательно, теоретическое уравнивание осевых сил, последние в полной мере не уравнивались. Обусловлено это перетоками воды между последними рабочими колесами противоположных групп на выходе из насоса. Вследствие этого неуравновешенная часть осевых сил создавала большую нагрузку на радиально-упорные подшипники насоса и вызывала их быстрый износ, поэтому конструкция насоса была признана неудачной. Она не получила дальнейшего развития и совершенствования, несмотря на то, что гидравлическая схема двухпоточных насосов является принципиально более совершенной. На это следует обратить особое внимание при разработке современных конструкций шахтных секционных насосов по двухпоточной схеме.

При создании таких насосов в первую очередь необходимо выполнение следующих основных требований:

- обеспечение идентичных условий входа жидкости на первые рабочие колеса обеих групп секций насоса;

- обеспечение одинаковых условий прохождения жидкости через обе группы секций;

- обеспечение идентичных условий перевода жидкости из последних секций обеих групп насоса в нагнетательный патрубок и далее в нагнетательный трубопровод;

- расположение продольных осей нагнетательного и общего всасывающего патрубков насоса должно быть в одной плоскости, проходящей через середину его проточной части;

- рабочие колеса в обеих группах насоса должны быть повернуты относительно друг друга на 180° , при этом и значения кривизны лопаток колес в различных группах секций должны быть противоположными.

Остальные требования в части вибрации, балансировки ротора и др. являются общими для всех отечественных центробежных шахтных насосов.

Отличительной особенностью рассматриваемых двухпоточных секционных насосов является техническая возможность комплек-

тования их на базе серийных унифицированных узлов однопоточных насосов, выпускаемых в настоящее время. Прежде всего это касается комплектов отдельных секций (корпус, рабочее колесо с уплотнениями, направляющий аппарат), одинаково используемых в насосах обеих типов. При этом следует иметь в виду, что направление изгиба лопаток рабочих колес разных групп секций должно быть противоположным (при рабочем направлении вращения вала лопатки должны быть идентично отогнуты назад у обеих групп насоса). Из конструкции двухпоточного насоса помимо всего комплекта разгрузочного устройства устраняется также задняя крышка, которую заменяет передняя всасывающая крышка и, таким образом, насос будет иметь два одинаковых комплекта всасывающих крышек с гидрозатворами и сальниковыми уплотнениями, что повысит степень унификации его узлов и удешевит производство. Что касается валов и стяжных болтов, то они могут быть полностью идентичными аналогичным узлам однопоточных насосов. Таким образом, переход заводского производства с однопоточных насосов на двухпоточные может быть осуществлён с минимальными затратами на перевооружение производства. Конечно, при этом не исключается совершенствование (конструктивное или технологическое) каких-либо узлов насосов или их схем.

Сравнительный типоряд двухпоточных секционных насосов, создаваемых на базе существующих однопоточных, приведен в табл. 1. Типоряд разработан на основе использования существующей элементной базы изготовителей однопоточных насосов с учётом изложенных выше замечаний и предложений. При этом в качестве выходной секции двухпоточного насоса принята секция с рабочим колесом двустороннего всасывания [8]. С учетом этого минимальный напор насоса (группы секций) будет соответствовать напору двух рабочих колес (первого одностороннего и второго двустороннего всасывания).

Анализ табл. 1 показывает, что типоряд секционных двухпоточных насосов даже на существующей элементной базе заводо-

изготовителей может покрывать основную часть потребных водоотливных режимов горных предприятий. По номинальной подаче секционные двухпоточные насосы (от 26 до

1700 м³/ч) практически в полном объеме могут заменить менее совершенные в конструктивном отношении шахтные спиральные насосы типов ЦН, МД, НД и др., имеющие

Таблица 1

Сравнительная оценка секционных насосов

Однопоточная схема			Двухпоточная схема		
Обозначение	номинальная подача, м ³ /ч	номинальный напор, мм вод. ст.	обозначение	номинальная подача, м ³ /ч	номинальный напор, мм вод. ст.
ЦНС 13-70...350	13	70...350	ЦНСД 26-70...175	26	70...175
ЦНС 38-44...220	38	44...220	ЦНСД 76-44...110	76	44...110
ЦНС 60-66...330	60	66...330	ЦНСД 120-66...165	120	66...165
ЦНС 105-98...490	105	98...490	ЦНСД 210-98...245	210	98...245
ЦНС 180-85...425	180	85...425	ЦНСД 360-85...212	360	85...212
ЦНС 180-500...900	180	500...900	ЦНСД 360-300...500	360	300...500
ЦНС 300-120...600	300	120...600	ЦНСД 600-120...300	600	120...300
ЦНС 300-650...1300	300	650...1300	ЦНСД 600-260...650	600	260...650
ЦНС 500-160...800	500	160...800	ЦНСД 1000-160...400	1000	160...400
ЦНСГ 850-240...	850	240...960	ЦНСД 1700-240...480	1700	240...480
ЦНС 180-1050...1900	180	1050...1900	ЦНСД 360-380...950	360	380...950
ЦНС 630-1700	630	1700	ЦНСД 1260-850	1260	850

номинальные подачи 250...2000 м³/ч при напоре, в большинстве случаев не превышающем 350...400 м.

Следует сказать, что спиральные насосы обладают повышенными массогабаритными показателями, невозможностью регулирова-

ния их напора изменением числа рабочих колес, низким уровнем технологичности и унификации. Замена их на более совершенные секционные двухпоточные насосы позволит существенно повысить эффективность насосного оборудования горных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы: изд. 2-е, перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1966. 364 с.
2. Носырев Б. А. Насосные установки горных предприятий: учеб. пособие. Екатеринбург: УГГГА, 1997. 162 с.
3. Паламарчук Н. В., Тимохин Ю. В. Повышение эффективности работы гидравлического разгрузочного устройства шахтных насосов / Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок: сб. науч. трудов ВНИИГМ им. М. М. Федорова. Донецк, 1986. С. 153–157.
4. Попов В. М. Водоотливные установки: справочное пособие. М.: Недра, 1990. 254 с.
5. Тимохин Ю. В., Паламарчук Н. В. Выбор оптимальных конструктивных размеров гидравлического разгрузочного устройства шахтного насоса с учетом энергетических потерь / Стационарное оборудование шахт: сб. науч. трудов ВНИИГМ им. М. М. Федорова. Донецк, 1987. С. 144–122.
6. Тимохин Ю. В. Исследование и совершенствование гидравлических разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: ВЗПИ, 1990. 15 с.
7. Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Углетехиздат, 1958. 598 с.
8. Центробежный секционный двухпоточный насос. Пат. РФ 2081351. МПК7: F04D1/06.

Поступила в редакцию 17 апреля 2014 г.

Тимухин Сергей Андреевич – доктор технических наук, профессор кафедры горной механики. 6201449, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.
Долганов Алексей Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры горной ме-

ханики УГГУ. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

Попов Юрий Владимирович – доктор технических наук, заведующий кафедрой горной механики УГГУ. 620144, Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30.

Чураков Евгений Олегович – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: tschurakov.102.evgeniy@mail.ru

Ислентьев Александр Олегович – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет.

E-mail: alexislentyev@mail.ru

Торопов Эдуард Юрьевич – студент 4 курса. 620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30, Уральский государственный горный университет. E-mail: edtoropov@mail.ru