

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТУПЕНЕЙ С РАЗЛИЧНОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ КАК СПОСОБ РАСШИРЕНИЯ ЗОНЫ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО НАСОСА

А.В. Елин, И.П. Каплун

Известно, что с уменьшением расхода через осевую ступень происходит нарушение монотонности ее напорной характеристики. Как следствие, насос с такой ступеню при значительных изменениях характеристики сети может работать неустойчиво. Ввиду этого, вопрос минимизации размеров западающего седлообразного участка на напорной кривой осевых насосов всегда был и остается актуальным.

На кафедре ПГМ СумГУ разработана конструкция малогабаритной осевой ступени с целью ее последующего использования в многоступенчатом погружном насосе ЭДП 5А-500, предназначенном для добычи пластовой жидкости из скважин с внутренним диаметром обсадной трубы более 130 мм. В состав ступени входит рабочее колесо в виде шнека постоянного шага и статорный аппарат с лопатками, которые представляют собой прямые радиальные пластины. По напору и экономичности созданная ступень не уступает, а по удельному напору, рассчитываемому на единицу монтажной длины ступени, значительно превосходит диагональную ступень серийного насоса ЭЦН 5А-500. Однако, разработанная ступень имеет неудовлетворительную форму напорной характеристики, которая в случае пологой параболы характеристики сети практически исключает устойчивую работу насоса при $Q < Q_{\eta \max}$. Указанный недостаток не позволяет без дополнительной доработки рекомендовать созданную ступень в производство. Как известно, введение положительной конусности втулки шнека позволяет стабилизировать форму напорной характеристики ступени. Но ввиду предельно высокого значения втулочного отношения, использованного при проектировании осевой ступени насоса ЭДП 5А-500, выполнение указанной рекомендации оказалось затруднительным. В тоже время, анализ напорных характеристик более чем 40 экспериментально отработанных шнековых ступеней свидетельствует о возможности и перспективности способа расширения зоны устойчивой работы многоступенчатого осевого насоса на недогрузочных режимах за счет использования в нем ступеней с различной геометрией. Ранее было установлено, что местоположение оптимума шнековой ступени по КПД, в первую очередь, зависит от величины втулочного отношения \bar{d} и значения осевого хода винтовой линии шнека S , который однозначно определяет закон изменения углов установки лопастей шнека вдоль радиуса. Поэтому на заданную подачу можно спроектировать две различных ступени, отличающиеся только значениями \bar{d} и S . При этом одна из них, назовем ее ступень №1, должна иметь меньшие, а другая (ступень №2) – большие величины \bar{d} и S . Имеющийся экспериментальный материал свидетельствует о том, что напорные характеристики ступеней №1 и №2 близки по форме соот-

ветственно к кривым 1 и 2, которые приведены на рис. 1. При использовании в насосе как одного, так и другого типа ступеней существует вероятность его неустойчивой работы при подачах, меньших оптимальной.

Спрогнозируем форму напорной характеристики двухступенчатого осевого насоса, состоящего из ступеней №1 и №2 (кривая 1+2 на рис. 1). В идеальном случае она будет без западающих участков и стабильно падающей вблизи режима максимального КПД $Q_{\eta_{\max 1+2}}$. Исследуемые малогабаритные осевые ступени предназначены для использования в погружных скважинных насосах, состоящих из нескольких модуль-секций с числом ступеней, достигающим до 100 и более штук в каждой. С учетом этого, комплектация насоса, к примеру, двумя модуль-секциями, одна из которых содержит пакет ступеней №1, а вторая – пакет ступеней №2, вполне реализуема на практике.

Очевидно, что для осуществления предлагаемого способа расширения зоны устойчивой работы многоступенчатого осевого насоса необходимо на стадии проектирования ступеней №1 и №2 выбирать их значения \bar{d} и S таким образом, чтобы обеспечить максимальную близость оптимумов по КПД ступени №1 ($Q_{\eta_{\max 1}}$) и ступени №2 ($Q_{\eta_{\max 2}}$), а также максимальную зеркальность напорных характеристик ступеней №1 и №2 относительно отрезка 3 до точки А (рис. 1).

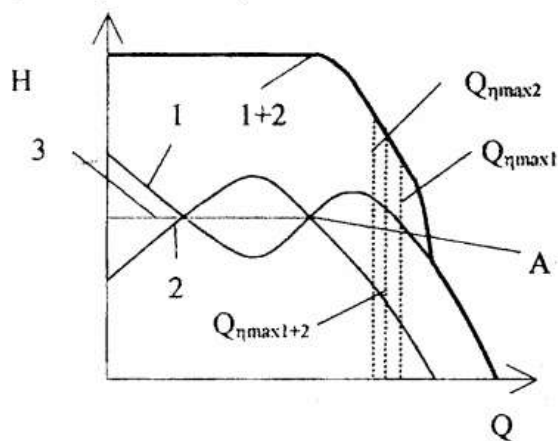


Рисунок 1 – Суммирование напорных характеристик осевых ступеней с различной

напорных характеристик ступеней №1 и №2 относительно отрезка 3 может компенсироваться путем использования в насосе их неравного количества.

В настоящее время высказанная гипотеза проходит экспериментальную проверку на предмет целесообразности и практической осуществимости. Ее результаты могут представлять интерес для проектировщиков всех классов многоступенчатых осевых турбомашин.

Накопленные экспериментальные данные и результаты предварительных расчетов показывают, что выполнение указанных требований возможно при значениях втулочных отношений и осевого хода винтовой линии шнека, обеспечивающих высокие энергетические качества ступени. Прогнозируемое снижение экономичности сборки ступеней №1 и №2 из-за отличия $Q_{\eta_{\max 1}}$

и $Q_{\eta_{\max 2}}$ не превышает 2-3% по сравнению с величиной меньшего из максимальных КПД используемых ступеней. Отклонения от зеркальности на-