

# ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ ОСОБЕННОСТЕЙ ПОСТРОЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГНЕТАТЕЛЕЙ В УЧЕБНЫЙ ПРОЦЕСС

**Ярошевский В.П.** (*Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса, Украина*)

При подготовке специалистов целого ряда строительных специальностей, связанных с проектированием и устройством систем теплогазоснабжения, отопления, вентиляции, водоснабжения и др. большое внимание уделяется гидравлическим и аэродинамическим расчетам соответствующих сетей. В большинстве случаев побудителями движения в данных системах являются насосы и вентиляторы. Таким образом, расчеты зачастую сводятся к определению параметров работы и подбору соответствующих аэродинамических и гидравлических машин.

Стоит отметить, что методики подбора насосного и вентиляционного оборудования за последние 30-40 лет не претерпели каких-либо существенных изменений и дополнений. Исследования параметров работы центробежных нагнетателей в сети, произведенные в ОГАСА в последние годы, выявили необходимость доработки этих общепринятых методик.

Как правило, в результате аэродинамического либо гидравлического расчета системы получают параметры рабочей точки вентилятора либо насоса. В качестве этих параметров выступают требуемый расход жидкости (газа) и давление, достаточное для преодоления суммарного сопротивления системы. Нагнетатель подбирают исходя из условия обеспечения максимального КПД. При этом в качестве давления, создаваемого нагнетателем, например, вентилятором, принимается полное давление  $P_v$ , равное разности полного давления со стороны нагнетания  $P_v^H$  и со стороны всасывания  $P_v^{6c}$  вентиляторной установки:

$$P_v = P_v^H - P_v^{6c} \quad (1)$$

В каталогах приводятся аэродинамические  $P_v - L$  и аналогичные гидравлические  $H - Q$  характеристики, в которых полное давление нагнетателя по факту представляет собой разность давлений на всасе и на напоре, при этом ни величины  $P_v^{6c}$  и  $P_v^H$ , ни соотношение между ними неизвестны. В связи с этим возникает вполне резонный вопрос: можно ли использовать данную аэродинамическую или гидравлическую машину для компенсации вполне определенных величин сопротивлений в напорной и всасывающей частях системы, если неизвестно какая часть, создаваемого ею перепада давления  $P_v$ ,

приходится на сторону нагнетания, а какая – на сторону всасывания. Иначе говоря, нагнетатель подбирают фактически вслепую, ориентируясь только на требуемый расход.

Как показывают исследования, на величину  $P_v$  мало влияет место расположения сети, т. е. будет нагнетатель обеспечивать в большей степени избыточное давление в системе или же разрежение разность  $P_v^{6c} - P_v^H$  практически не изменится. Опыты, проведенные с использованием радиальных вентиляторов, показали, что при расположении сети со стороны всасывания:  $P_v^{6c} > P_v^H$ . В то же время работа вентилятора на сеть, расположенную со стороны нагнетания, характеризуется другим неравенством:  $P_v^{6c} < P_v^H$ . Таким образом, определение рабочей точки вентилятора по величине суммарных потерь давления во всасывающей и в напорной частях системы  $\Sigma h_w$  равной  $P_v$  будет давать весьма приближенные результаты. Это означает, что в стандартную много лет преподаваемую студентам технических ВУЗов, методику подбора нагнетателей необходимо внести поправку, учитывающую место расположения сети относительно этого нагнетателя. Стоит отметить, что стандартная методика подбора гидравлических и аэродинамических машин хорошо подходит только для систем циркуляции жидкости или газа, в которых напорная часть системы плавно переходит во всасывающую.

Еще одним, требующим уточнения, параметром является основной критерий проектирования аэродинамических и гидравлических систем – КПД. Основа методики подбора нагнетателя – обязательное попадание рабочей точки в область максимальных КПД. В ходе исследований был обнаружен интересный факт: зона оптимальной работы вентилятора по расходу, напору и затратам мощности находится существенно правее области максимальных КПД вентилятора. Данная зона характеризуется увеличением расхода с одновременным снижением мощности нагнетателя. Предлагается для подбора вентилятора наравне с требуемой подачей обеспечивать минимальное сопротивление системы вместо максимального КПД.

Таким образом, из приведенного выше материала следует, что необходимость существенной доработки, как методики подбора нагнетателей, так и методики представления их характеристик, становится очевидной. Для этого необходимо проведение дальнейших исследований. Введение в учебный процесс новейших результатов этих исследований, а также приобщение студентов к подобным разработкам, будет способствовать подготовке технически более грамотных и широко эрудированных специалистов.