

Необходимо учитывать также различия в давлениях паров для различных жидкостей.

Давление на входе обычно измеряется у входного патрубка насоса. Таким образом, потери в подводе не учитываются вследствие малой скорости течения и небольшой длины прямоосного патрубка конфузорного типа при нормальной его конструкции.

Различные стадии кавитации сопровождаются следующими признаками, отрицательно сказывающимися на работе насоса.

а) Шум и вибрация происходят из-за внезапного разрушения пузырьков пара при попадании их в зону высокого давления внутри насоса. Чем больше размер насоса, тем больше шум и вибрация.

В нормальных режимах работы насоса кавитационный шум и вибрация могут проявиться только в случае, если давление на входе недостаточно. Отметим, что шум и сопровождающая его вибрация наблюдаются в различной степени во всех насосах при работе их на режимах, значительно отличающихся от режима максимального к. п. д., вследствие больших углов атаки на входе в рабочее колесо.

Можно почти полностью устранить шум путем впуска небольших количеств воздуха во входной патрубок насоса (воздух служит демпфером, смягчающим удары при разрушении пузырьков пара).

Этот способ борьбы с шумом редко применяют в насосах из-за опасности срыва работы насоса при наличии вакуума на всасывании и в то же время широко используют при эксплуатации гидравлических турбин, где воздух выпускается автоматически при частичных нагрузках [Л. 2].

Впуск воздуха в условиях кавитации не только устраняет шум и вибрацию, но также способствует в некоторых случаях уменьшению разрушения поверхности лопаток рабочих колес за счет демпфирования

механических ударов, сопровождающих уничтожение пузырьков пара.

б) Снижение характеристик $H-Q$ и к. п. д. Характер снижения кривых в насосах зависит от коэффициента быстроходности.

При низких значениях n_s (до 100) кривые $H-Q$, к. п. д. и мощности почти не изменяются с уменьшением давления на всасывании и резко падают при кавитационном срыве (рис. 3-4).

При более высоких значениях n_s (100—350) кривые $H-Q$ и $N-Q$ снижаются постепенно до тех пор, пока не будет достигнута точка кавитационного срыва (рис. 3-5).

Степень снижения кривых $H-Q$ и $N-Q$ зависит от величины коэффициента быстроходности и от давления на входе, причем она возрастает по мере увеличения n_s и уменьшения этого давления.

В осевых насосах с весьма большим коэффициентом быстроходности ($n_s > 450$) нет отчетливо выраженной точки кавитационного срыва, имеется лишь постепенное снижение кривых $H-Q$ и $N-Q$. В насосах этого типа уменьшение к. п. д. наблюдается еще до заметного снижения кривой $H-Q$. Поэтому уменьшение к. п. д. является более надежным критерием приближения к условиям кавитации, чем снижение кривой $H-Q$ [Л. 7].

При этом кавитационный шум может еще не появиться, несмотря на то, что кавитация могла развиться настолько, что из-за падения к. п. д. работа насоса становится экономически невыгодной.

Различия в проявлениях кавитации у насосов с различными быстроходностями вызваны особенностями конструкции их рабочих колес. В колесах с низкими быстроходностями лопасти образуют отчетливо выраженный радиальный канал, длина которого зависит от углов лопасти, их числа и отношения диаметра входа в колесо D_1 к наружному диаметру D_2 .