

Оценка и уменьшение сил, действующих на опоры вала центробежного насоса

Бартош П.Р., Кишкевич П.Н.

Белорусский национальный технический университет

Величина осевых сил, действующих на опоры вала (особенно для многоступенчатых центробежных насосов), определяет долговечность работы подшипников. Одним из способов уменьшения осевых сил в многоступенчатых насосах является применение гидравлической пяты. В этом случае часть жидкости из лопастного колеса последней ступени центробежного насоса поступает к гидравлической пяте через зазор между колесом и корпусом и концентричный зазор, образованный вокруг вала насоса. Возникающая осевая сила на диске гидравлической пяты уравнивает суммарную осевую силу на колесах насоса.

Давление p_H на выходе из насоса определяется на основании основного уравнения лопастных машин.

При движении жидкости от выхода насоса в сторону вала между колесом последней ступени и корпусом давление жидкости уменьшится на

$$p_H - p_1 = \rho \cdot \frac{\omega^2}{8} \cdot (R_H^2 - R_{\text{зм}}^2),$$

где p_1 – давление жидкости в кольцевом зазоре между валом и корпусом насоса; ρ – плотность жидкости; ω – частота вращения колеса; R_H – наружный радиус лопастного колеса; $R_{\text{зм}}$ – максимальный радиус кольцевого зазора.

Потеря давления в кольцевом зазоре:

$$p_1 - p_2 = \frac{6 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot R_{\text{зм}} \cdot b^3} \cdot Q_o,$$

где p_2 – давление жидкости на входе в пяту; μ – динамическая вязкость жидкости; l – длина кольцевого зазора; b – ширина кольцевого зазора в радиальном направлении; Q_o – расход через кольцевой зазор, определяемый по формуле Торричелли.

Потеря давления в гидравлической пяте $p_2 - p_3$ определяется из условия, что $p_3 \leq 0,5 \dots 0,8 \text{ МПа}$.

Осевая сила равна перепаду давления на диске умноженному на его площадь.

В расчетах учитывается неравномерность распределения давления на диске гидравлической пяты.