

## АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СТУПЕНИ

В статье рассмотрены потери энергии в проточной части гидравлической турбины. Все потери разделены на несколько групп: профильные, концевые, объемные, гидравлические и механические. Как показывают теоретические исследования, основное влияние на КПД оказывают гидравлические потери, для снижения которых требуется профилирование лопаток и совершенствование конструкции уплотнений.

Energy losses in the flowing channel of a hydraulic turbine are considered. All losses are divided into several groups: profile losses, end losses, volumetric, hydraulic and mechanical losses. Theoretical studies have shown that the main impact on the efficiency is rendered by hydraulic losses, to decrease which blade profiling and enhancement of sealing joint design are required.

Процесс преобразования гидравлической энергии в механическую происходит в лопаточном аппарате турбомашины и сопровождается в той или иной степени потерями энергии, которые, в свою очередь, влияют на КПД гидротурбины. Рассмотрим основные виды потерь энергии, возникающих в проточной части турбинной ступени.

Потери энергии в ступени турбины обычно разделяются на профильные, связанные с конструкцией профиля лопаток; концевые, вызываемые конечной длиной лопатки; объемные, связанные с утечкой жидкости в радиальных зазорах; гидравлические и механические [1].

**Профильные потери.** При обтекании решеток профилей плоским потоком жидкости возникают потери энергии, обусловленные вязкостью жидкости (профильные потери) (рис.1). В результате торможения жидкости у поверхности лопаток образуется так называемый пограничный слой. Скорости течения в пограничном слое меняются от нуля на поверхности лопаток до скорости основного потока на внешней границе слоя.

Таким образом, отдельные слои жидкости в пограничном слое движутся с различной скоростью, следствием чего является возникновение трения между ними, которое сопровождается потерями энергии. Потери

энергии от трения составляют часть профильных потерь [1].

Потери энергии от трения зависят от характера течения в пограничном слое, которое может быть ламинарным или турбулентным. В последнем случае потери возрастают.

К профильным потерям также следует отнести кромочные потери, связанные с конечной толщиной выходных кромок лопаток. При конечной толщине выходных кромок на выходе из решетки поток отрывается (рис.1). В результате за каждой кромкой образуется вихревая область, что вызывает потери энергии. На кромочные потери влияют толщина и форма выходной кромки, толщина и характер потока в пограничном слое. Профильные потери определяются в значительной степени характером распределения

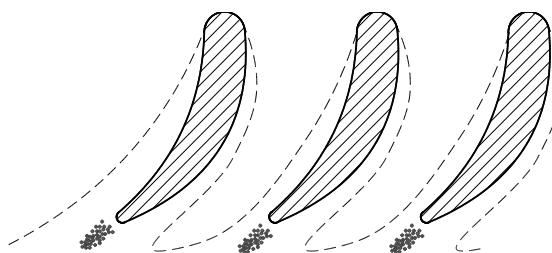


Рис.1. Характер обтекания решетки профилей потоком вязкой жидкости

ления скоростей и давлений по профилю, которое зависит, в свою очередь, от геометрических параметров решетки и режима работы турбины.

**Толщина и форма профиля.** Вдоль толстого профиля (в отличие от тонкого) обычно происходит весьма значительное изменение давления, т.е. при обтекании толстого профиля на его выпуклой стороне возникает большее разрежение, сопровождающееся ростом градиента давления.

Следует отметить, что в практике проектирования гидротурбин турбобуров различа в КПД между решетками из толстых и тонких профилей существенно превышает разницу в КПД этих же решеток.

Увеличение толщины входной кромки ведет к росту профильного сопротивления и, следовательно, к снижению общего КПД ступени.

Для ориентировочного определения кромочных потерь можно воспользоваться различными эмпирическими формулами.

Наиболее широко распространена формула Флюгеля:

$$Z_{\text{вд}} = A \frac{\Delta}{a},$$

где  $A$  – коэффициент пропорциональности, меняющийся в широких пределах в зависимости от типа решетки;  $\Delta$  – толщина выходной кромки;  $a$  – ширина межлопаточного канала в узком сечении.

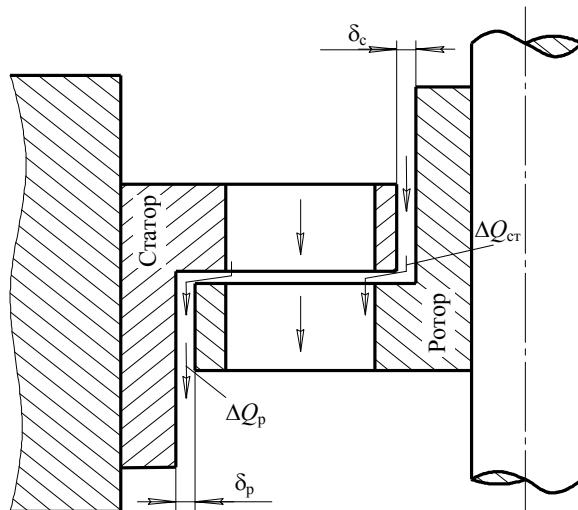


Рис.2. Утечки в турбинной ступени

**Концевые потери.** Исследования потерь энергии в лопаточных аппаратах турбомашин с конечной длиной лопаток показывают, что их эффективность связана с конечной толщиной лопаток. Это способствует возникновению так называемых концевых потерь, которые составляют существенную долю общих потерь в проточной части.

Причинами возникновения концевых потерь являются:

- вторичные течения, возникающие в межлопаточных каналах при повороте потока вследствие вязкости рабочей жидкости и поперечного градиента давления;

- трение о цилиндрические стенки на границах потока.

**Объемные и гидравлические потери.** Часть жидкости при протекании через турбинную ступень поступает в радиальный зазор между лопатками статора и ступицей ротора (статорный зазор) и между лопатками ротора и ступицей статора (роторный зазор). Та часть жидкости, которая протекает через статорный зазор, не получает необходимой циркуляции, что вызывает дополнительные гидравлические потери в ступени.

Таким образом, потери, вызванные утечкой жидкости через радиальный зазор в статоре, можно отнести к категории гидравлических потерь. Утечка через радиальный зазор в роторе уменьшает количество жидкости, проходящее через лопаточный аппарат ротора, и тем самым уменьшает механическую работу на валу турбины (рис.2). Эта утечка и характеризует объемные потери [1].

Уменьшение работы, совершенной рабочим колесом вызванное утечками, может быть оценено объемным КПД ступени турбины:

$$\eta_{\text{иа.поб}} = 1 - \frac{\Delta Q_p}{Q} = \eta_{\text{иа.д}},$$

где  $\Delta Q_p$  – количество жидкости, протекающее в радиальном зазоре рабочего колеса;  $Q$  – расход жидкости в турбине;  $\eta_{\text{об.р}}$  – объемное КПД ротора.

Выражение для объемного КПД статора представим аналогичным образом в виде

$$\eta_{\text{рад.н.о.}} = 1 - \frac{\Delta Q_{\text{н.о.}}}{Q}.$$

Как уже было сказано, потери, связанные с утечкой в статоре, относятся к категории гидравлических потерь.

Количественная оценка влияния радиальных зазоров на потери энергии в турбине чрезвычайно важна. Вместе с тем характер явлений, связанных с наличием радиальных зазоров в проточной части ступени, весьма сложен. Утечки в гидравлических турбомашинах определяют по известной формуле [3]

$$\Delta Q = \mu f_0 \sqrt{2gH},$$

где  $f_0$  – площадь поперечного сечения радиального зазора, имеющего вид кольцевой щели;  $H$  – перепад напора между входом и выходом;  $\mu$  – коэффициент расхода, зависящий от характера течения жидкости в зазоре и от самого зазора.

В современных радиальных гидротурбинных двигателях горных машин применяются торцевые уплотнения с контактными кольцами из металлокерамических сплавов. Детальные исследования торцевых уплотнений рабочих колес были выполнены А.С.Горбачевым [2]. Было показано, что при достаточно качественном их исследовании можно получить утечку рабочей жидкости порядка  $1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ , что обычно на четыре порядка меньше полного расхода воды в турбодвигателе. Причем указанное значение утечки практически не меняется с ростом

удельного давления в контактных кольцах, их относительной скорости и перепада давления между разделяемыми областями до 10 МПа. На основе этих исследований объемный КПД радиального турбодвигателя обычно принимают равным единице.

Таким образом, в результате проведенных исследований следует отметить, что необходимо производить профилирование лопаток для снижения застойных зон, особенно на выходе потока из межлопаточного пространства, в результате чего можно уменьшить гидравлические потери в межлопаточном канале. Кроме того, нужно совершенствовать поверхности лопаток, добиваясь снижения шероховатости поверхности путем нанесения специальных полимерных пленок, или использовать плазменное напыление специальными составами. Для снижения гидравлических потерь между ротором и статором необходимо совершенствовать конструкцию уплотнений (например, использовать многорядные лабиринтные уплотнения или уплотнения с помощью магнитных жидкостей). Эти же вопросы касаются и снижения объемных потерь через радиальные зазоры в роторе.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин, турбобуров. Л.: Гостоптехиздат, 1963.
2. Маховиков Б.С. Гидротурбинный привод горных машин. Л.: Изд-во ЛГУ, 1985.
3. Щапов Н.М. Турбинное оборудование гидростанций. Л.: Гостехиздат, 1961.

Научный руководитель д.т.н. проф *Б.С.Маховиков*