

УДК 621.226 (075.8)

П.Г.Павлов (6 курс, каф. ГМ), К.Т.Шлемензон, к.т.н., зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ»

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО МЕТОДА ИЗМЕРЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Основными техническими показателями, характеризующими работу насосов, являются следующие: подача  $Q$  и напор  $H$  насоса, потребляемая  $N$  или полезная  $N_p$  мощности, коэффициент полезного действия  $\eta$  и кавитационный запас  $\Delta h$ .

Питательные турбонасосные агрегаты современных ТЭС имеют высокую производительность (до  $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$ ) при давлении на выходе свыше  $350 \text{ кгс/см}^2$ . Их потребляемая мощность достигает  $18 \text{ МВт}$ . Это крупные и ответственные машины, для которых вопросы надежности и экономичности имеют первостепенное значение. Опыт эксплуатации питательных насосов показывает их высокие эксплуатационные качества, однако, существует необходимость решения ряда вопросов, связанных с повышением их надежности и экономичности. Снижение КПД питательного насоса на  $1\%$  при работе насоса на номинальном режиме приводит к увеличению мощности собственных нужд до  $200 \text{ кВт}$ , что соответствует недовыработке электроэнергии блоком в течение года примерно  $1600 \text{ МВт}$ . Решение этих проблем, в которых переплетаются вопросы гидродинамики, прочности, вибрации затрудняется отсутствием экспериментальных стендов на натурные параметры. В этих условиях единственным способом получения достоверной информации о фактических значениях показателей надежности и экономичности являются натурные испытания насосов на действующих блоках.

Для определения потребляемой мощности, а, следовательно, и КПД насосов существует несколько методов:

- метод баланса энергии;
- установка на валу измерителя момента (аналогом этого метода является использование измерительного торсиона);
- термодинамический метод.

Привод питательных насосов мощных энергоблоков осуществляется паровой турбиной.

Метод баланса энергии подразумевает измерение параметров приводной турбины (расход пара, измерение сработанного напора и т.д.). Недостатком этого метода является большое количество замеров и, как следствие этого, увеличение погрешности. Кроме того, необходимо знать КПД турбины на различных режимах работы.

При определении экономичности питательных насосов отсутствует возможность использования рекомендованных ГОСТом на испытания динамических насосов стандартных устройств для непосредственного измерения мощности на валу.

Таким образом, проведение испытаний на действующем оборудовании требует нестандартных подходов к методике испытаний и измерительным средствам.

Работоспособность и надежность питательных насосов энергоблоков в настоящее время оценивают, главным образом, по их вибрационному состоянию. Сроки ремонта питательных насосов, благополучных в вибрационном отношении, как правило, связывают с ремонтными циклами энергоблоков.

Кроме того, изменение вибрационного состояния, не вызванное внешними факторами (расцентровка, влиянием трубопроводов и фундаментов), во многом связано и с изменением состояния уплотнений и проточной части насоса, а, значит, и с его КПД. Таким образом, контроль экономичности питательных насосов позволяет не только оценить

недовыработку электроэнергии блоком в случае снижения КПД насоса, но и прогнозировать изменение его вибрационного состояния.

Термодинамический метод основан на первом законе термодинамики:

$$dq = di + dl_{mex} + \frac{d(v)^2}{2g} + gdz,$$

где  $dq=0$  — количество теплоты, отведенное от системы, т. к. процесс протекает в течение малого времени, его можно считать адиабатическим;  $di$  — изменение энтальпии;  $d(v)^2/2g=0$  — изменение динамической составляющей энергии (равно нулю, т.к. имеем одинаковый диаметр на входе и выходе из насоса);  $gdz=0$  — изменение потенциальной составляющей энергии (равно нулю, т.к. приборы замера давления находятся на одном уровне  $dz=0$ );  $dl_{tex}$  — элементарная техническая работа.

Сжатие жидкости в насосе без потерь происходит при постоянной энтропии, при этом происходит увеличение температуры перекачиваемой жидкости. Дополнительный прирост температуры дает потери в насосе (потери дискового трения, дросселирование жидкости в переднем уплотнении рабочих колес, гидравлические потери), которые преобразуются в тепло, тем самым нагревают проходящую через насос жидкость. Реальный процесс протекает с увеличением энтропии.

Учитывая выше сказанное, КПД насоса определяется по формуле:

$$\eta = (i_2^1 - i_1) / ((i_2 - i_1) + (Q_s/Q)(i_s - i_1) + N_{\Sigma}),$$

где  $i_2^1$  — энтальпия изоэнтропного сжатия,  $i_1, i_2, i_s$  — энтальпии, на входе и выходе из насоса и камеры разгрузки соответственно;  $Q_s, Q$  — расход через камеру разгрузки в деаэратор и подача насоса, соответственно;  $N_{\Sigma}$  — суммарная мощность потерь в подшипниках, концевых уплотнениях и потери тепла с поверхности корпуса.

Для контроля за состоянием проточной части насоса достаточно контролировать внутренний КПД, величина которого определяется зависимостью:

$$\eta = (i_2^1 - i_1) / (i_2 - i_1)$$

Энтальпии определяют по параметрам воды (давления и температуры) в соответствующих точках по таблицам или уравнениям теплофизических свойств воды. Температуры воды на нагнетании и в камере разгрузки определяют по замеренным величинам температуры воды на входе в насос и величинам нагрева воды в насосе и разгрузке.

Расход через уплотнение между камерой разгрузки и камерой слива в деаэратор определяют расчетным путем с использованием замеренного перепада давлений, на основании геометрии уплотнения и с учетом вращения ротора.

Суммарная мощность потерь в подшипниках, концевых уплотнениях и потери тепла с поверхности корпуса и трубопроводов определяют расчетным путем на основании имеющихся методик, проектных величин и нормативных материалов.

ОАО "НПО ЦКТИ" имеет достаточный опыт в проведении подобных испытаний. В основе применяемой методики лежит термодинамический метод определения экономичности насоса, заключающийся в прецизионном измерении величины нагрева воды в насосе. Для осуществления этого метода в ОАО "НПО ЦКТИ" разработан специальный комплекс аппаратуры, используемый в данных испытаниях. Для обработки результатов испытаний была разработана программа, обеспечивающая расчет параметров, ведение базы данных, графическое представление характеристик.

На рис.1 показаны зависимости КПД проточной части трех питательных насосов от времени работы. Насосы были оснащены проточными частями, прошедшими ремонт на заводе-изготовителе (насос № 3) и в условиях станции (насосы № 1 и 2). Причем на насосе №1 были модернизированы передние уплотнения рабочих колес.

При работе у насоса №1 в течение первых 3000 часов интенсивно разрушались уплотнения, что привело к снижению КПД на 2,5%. В дальнейшем, износ замедлился и

снижение КПД к 10000 часов работы составило 3,8%. К этому времени вибрационное состояние насоса ухудшилось и он был выведен в ремонт. Насосы №2,3 продолжали работу и после 15000 часов, при этом было отмечено снижение КПД до 2%. Таким образом, регистрация во время эксплуатации КПД насоса позволяет объективно планировать вывод насосов в ремонт, не дожидаясь дальнейшего разрушения проточной части и появления чрезмерной вибрации.

Использованные при испытаниях средства измерений расходов, давлений и температур обеспечивают величины относительных предельных погрешностей, не превышающих значений, приведенных в ГОСТ 6134-87.

Экономичность насоса при данных испытаниях определялась на основании термодинамического метода. Предельная относительная погрешность измерения КПД определяется выражением:

$$\frac{\Delta \text{КПД}}{\text{КПД}} = \frac{2\Delta i(1 + Q_p/Q_n) + \Delta Q_p/Q_n(ip - il) + 1/Q_n \Delta W_c}{(i_2 - i_1) + Q_p/Q_n(ip - il) + W_c/Q_n}$$

где  $\Delta i$  — погрешность определения энтальпии;  $\Delta Q_p$  — погрешность измерения расхода из камеры разгрузки в деаэрактор;  $\Delta W_c$  — погрешность определения потерь энергии в подшипниках и с поверхности насоса.

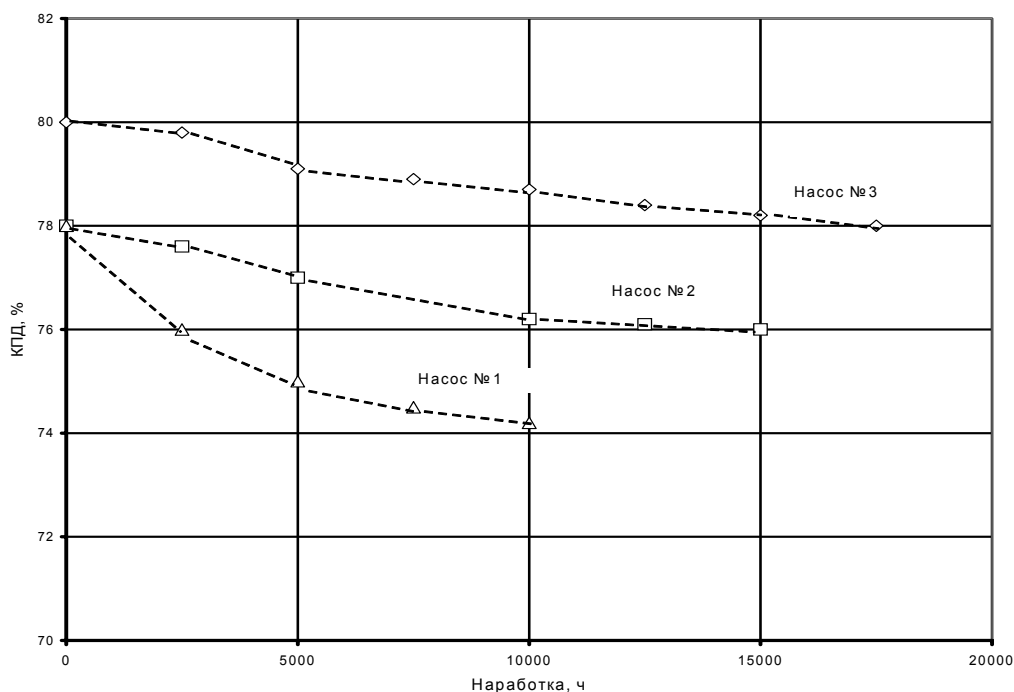


Рис. 1. Изменение КПД насосов от времени эксплуатации.

Погрешность определения энтальпии складывается из погрешностей измерения давления и температуры:

- относительная погрешность измерения давления определяется классом точности приборов и в данном случае равна  $\Delta p/p=0,006$ , абсолютная погрешность  $\Delta p=1,6 \text{ кгс/см}^2$ ;

- относительная погрешность измерения температуры обеспечивается прецизионным измерением нагрева воды в насосе и составляет  $\Delta t/t=0,0003$ , абсолютная погрешность  $\Delta t=0,05^\circ\text{C}$ .

Таблицы теплофизических свойств воды в рассматриваемом диапазоне давлений и температур дают измерение энтальпии  $i_t=1,01 \text{ ккал/кг на } 1^\circ\text{C}$ .

С учетом абсолютной погрешности определения нагрева воды в насосе, абсолютная погрешность определения энтальпии будет:  $\Delta i=i_t \cdot t=0,0505 \text{ ккал/кг}$ ; относительная погрешность:  $\Delta i/i=0,05/165,5=0,0003$ .

Погрешность определения потерь энергии в подшипниках и с поверхности корпуса насоса составляет не более 2%.

Погрешность определения КПД насоса на номинальном режиме с учетом выше сказанного равна  $\Delta\text{КПД}=0,8\%$ .

Таким образом, термодинамический метод определения экономичности питательных насосов мощных энергоблоков позволяет с достаточной точностью фиксировать относительные изменения экономичности в период эксплуатации. Оснащение питательных насосов системами контроля экономичности позволит планировать ремонт оборудования в технически обоснованные сроки.