

УДК 681.523 (075.8): 681.513.3

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ УПРАВЛЕНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Г.И. Канюк

Доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой, декан энергетического факультета*
Контактный тел.: (057) 733-79-14; 099-685-76-82

А.Ю. Мезеря

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра электроэнергетики**
Контактный тел.: (057) 733-78-65
E-mail: mezzera@mail.ru

А.Р. Фокина

Ассистент*
Контактный тел.: (057) 733-78-65
E-mail: anna.rostyslavna@gmail.com

Е.В. Лаптинова

Аспирант*
Контактный тел.: (057) 733-78-65
E-mail: laptinova@bk.ru

И.П. Лаптин

Аспирант*
Контактный тел.: (057) 733-78-65
E-mail: 7642665@gmail.com

*Кафедра теплоэнергетики и энергосбережения
**Украинская инженерно-педагогическая академия
ул. Университетская, 16, г. Харьков, 61003

У статті розглянуто вплив технічних характеристик насосів на економічність електростанцій. Розроблено алгоритм оптимального регулювання частоти обертання насосів, що забезпечує максимальне значення загального ККД механізму, розглянуто принципи енергозберігаючого управління насосними установками

Ключові слова: ТЕС, АЕС, насоси, енергозбереження, регулювання частоти обертання

В статье рассмотрено влияние технических характеристик насосов на экономичность электростанций. Разработан алгоритм оптимального регулирования частоты вращения насосов, обеспечивающий максимальное значение общего КПД механизма, рассмотрены принципы энергосберегающего управления насосными установками

Ключевые слова: ТЭС, АЭС, насосы, энергосбережение, регулирование частоты вращения

In current article influence of technical descriptions of pumps is considered on the economy of power-stations. The algorithm of the optimum adjusting of frequency of pumps rotation is developed, that's providing the maximal value of general KPD of mechanism, principles of energysaving management the pumpings settings are considered

Keywords: TES, AES, pumps, energy-savings, adjusting of frequency of rotation

Введение

Повышению экономичности и разработкам методов энергосбережения основного энергетического оборудования посвящено большое количество научных работ. Большинство из них направлены на исследование крупных энергетических объектов, таких как ядерные реакторы, парогенераторы, турбогенераторные установки и т.д. Вместе с тем значительные резервы энергосбережения имеются внутри самих энергогенерирующих предприятий. Одним из

направлений в этом плане является снижение затрат энергии на собственные нужды электростанций.

Значительная часть потерь энергии на собственные нужды электростанций (до 20-30 %) идет на привод насосных и вентиляторных установок (гидравлические, аэродинамические и паровые тракты парогенераторов, турбин, конденсаторов, теплообменных аппаратов, систем теплоснабжения). Поэтому именно в этом направлении следует искать значительные резервы энергосбережения.

В состав крупных насосных установок ТЭС и АЭС входят конденсационные и циркуляционные насосные установки. Конденсационные насосные установки служат для удаления сконденсировавшегося пара из конденсаторов паровых турбин и подачи его через охладители пароструйных эжекторов, обессоливающую установку и систему регенерации низкого давления (ПНД) в деаэраторы (в бездеаэраторных тепловых системах конденсат может подаваться непосредственно в тракт всасывания питательных насосов [1,2]).

Циркуляционные насосные установки служат для подачи охлаждающей воды в конденсаторы и в другие теплообменники с целью отвода теплоты в окружающую среду.

Мощность конденсатных и циркуляционных насосов соизмерима с мощностью питательных насосных установок и может составлять до 2-3% мощности, вырабатываемой энергоблоком. КПД мощных конденсатных и циркуляционных насосов достигают значений 75-80% [3].

1. Влияние насосных установок на показатели экономичности блоков

Насосные установки ТЭС к АЭС являются весьма энергоёмкими элементами (на крупных энергоблоках их потребляемая мощность может составлять 13-18 МВт [3]) и оказывают существенное влияние на технико-экономические характеристики энергоблоков, в частности – на долю энергозатрат, предназначенных для собственных нужд электростанций. Энергоёмкость насосных установок определяется гидравлической характеристикой сети, на которую они работают.

В свою очередь характеристика сети определяется необходимым расходом рабочей среды, а также геометрическими параметрами сети, коэффициентами местных и линейных потерь.

Как правило, расход рабочей среды по трубопроводу определяется мощностью потребителя (парогенераторная установка, конденсатор) или необходимостью поддержания протекания технологических процессов (конденсаторопроводы, маслопроводы, дренажные трубопроводы). Линейные размеры трубопроводов лимитируются компоновкой основного и вспомогательного оборудования в главном здании или на генплане электростанции.

Таким образом, переменными могут быть геометрические размеры трубопроводов, основным среди которых является их внутренний диаметр, а также коэффициенты местных и линейных сопротивлений.

Коэффициент трения для рассматриваемой категории трубопроводов [1]:

$$\lambda = [1,14 + 21g(d_1/K_s)]^{-2} \quad (1)$$

где $K_s = 0,18-0,22$ - абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней стенки трубы, мм.

Для бесшовных стальных труб, из которых изготавливаются вышеуказанные. Эта величина зависит от вида и количества запорной, регулирующей, предохранительной и измерительной арматуры, устанавливаемой

на трубопроводах, а также от профиля трубопроводной трассы (количества гибов, тройников и т.п.).

Важнейшим показателем работы трубопроводов насосных установок является их надёжность, которую можно оценить коэффициентом готовности [2].

Одна из основных причин отказов в работе трубопроводов - разрывы труб и арматуры вследствие недопустимого превышения эквивалентного напряжения в трубопроводах [4, 5] над номинальным допускаемым $[\sigma]$. Эквивалентные напряжения в трубопроводах от действия внутреннего давления и весовой нагрузки G_3^e и от действия внутреннего давления, весовой нагрузки и самокомпенсации $G_3^{b,ck}$ должны удовлетворять условиям [5]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_3^e &\leq 1,1[\sigma] \\ \sigma_3^{b,ck} &\leq 1,5[\sigma] \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $[\sigma]$ - номинальное допускаемое напряжение, МПа.

Взаимосвязь номинального допускаемого напряжения $[\sigma]$, давления транспортируемой среды и геометрических размеров трубопровода можно проанализировать исходя из формулы для определения номинальной толщины стенки трубопровода [5]:

$$S = \frac{P \cdot d_n}{2 \cdot \phi[\sigma] + P} \quad (3)$$

Откуда

$$\sigma = \frac{P \cdot [d_n - (S - C)]}{2 \cdot \phi[S - C]} \quad (4)$$

Здесь P - расчётное рабочее давление среды, транспортируемой по трубопроводу, МПа;

$d_n = d_1 + 2\delta$ - наружный диаметр трубы, мм;

d_1 - внутренний диаметр трубы, мм;

$\delta = \delta_R + C$ - номинальная толщина стенки трубы, мм;

δ_R - расчётная толщина стенки трубы, мм;

C - прибавка к расчётной толщине стенки трубы, мм;

j - коэффициент прочности трубы. Для цельнотянутых бесшовных стальных труб $j = 1$.

Т.е. для повышения надёжности работы трубопроводов необходимо проводить прочностные расчёты с целью определения эквивалентных напряжений σ_3 и сравнивать их с допускаемыми $[\sigma]$ при заданных d_n , δ и P или же, задаваясь $[\sigma]$, d_n и P , определять номинальную толщину стенки трубы δ .

2. Принципы выбора оптимального режима работы насоса

2.1. Постановка задачи

Каждый насос имеет свою характеристику (графическую зависимость напора, потребляемой мощности КПД от подачи при постоянной фиксированной частоте вращения ротора).

Характеристика сети, в которой работает насос, представляет собой зависимость суммарного потребного напора (на подъем среды, преодоление внешнего перепада давлений и гидравлических сопротивлений) от расхода среды.

Точка пересечения графических характеристик насоса и сети представляет собой рабочую точку, которая определяет конкретные параметры (подачу, напор, мощность и КПД) при работе в данной сети с фиксированной частотой вращения ротора (рис. 1).

Наиболее выгодный режим работы гидравлической или аэродинамической сети соответствует максимальному значению КПД насоса в рабочей точке, определяемой основным (наиболее длительным) эксплуатационным режимом. Следовательно, при выборе типа насоса для данной сети необходимо учитывать положения рабочих точек на основных эксплуатационных режимах и стремиться к такому подбору характеристик, при которых область оптимальных значений КПД соответствует окрестностям основных рабочих точек.

2.2. Оценка эффективности оптимизации режимов работы насосов

В данной рабочей точке (рис. 1) насос, работая с определенным значением КПД η , обеспечивает определенные значения подачи Q , напора H , полезной и потребляемой мощности:

$$N_{пол} = \rho g Q H, N_{потр} = \frac{N_{пол}}{\eta} \tag{5}$$

Соответственно, чем больше значение КПД будет обеспечено при работе насоса на данном режиме, тем меньше его потребляемая мощность:

$$\Delta N_{потр} = \rho g Q H / \Delta \eta, \tag{6}$$

и затраты энергии на собственные нужды электростанции:

$$\Delta \mathcal{E}_{сн} = \Delta N_{потр} \cdot \tau, \tag{7}$$

В денежном выражении:

$$\Delta Z_{сн} = \Pi_{\mathcal{E}1} \cdot \Delta \mathcal{E}_{сн} = \Pi_{\mathcal{E}1} \Delta N_{потр} \cdot \tau \tag{8}$$

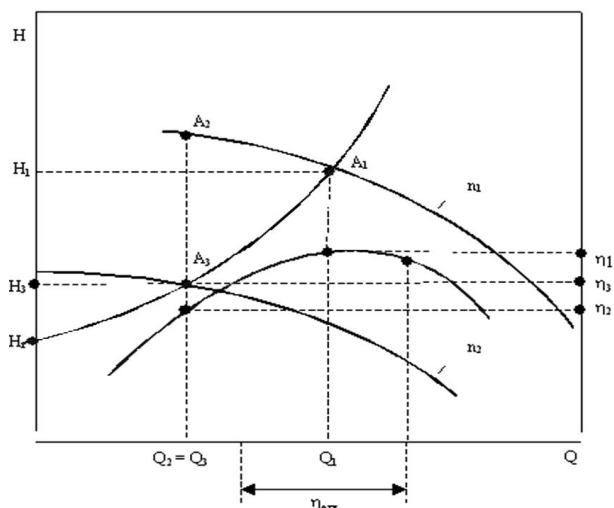


Рис. 1. К выбору оптимального режима работы насоса

В выражениях (6–8) $D\mathcal{E}_{сн}$, $DZ_{сн}$ – снижение затрат мощности, энергии и денежных средств на собственные нужды электростанции за счет повышения КПД при выборе оптимального режима работы насоса, кВт·ч, грн. соответственно:

- Dh - повышение КПД насоса;
- t - время работы насоса, ч;
- $\Pi_{\mathcal{E}1}$ - стоимость единицы энергии.

2.3. Практическое обеспечение оптимального режима работы насоса

При изменении режима подачи насоса при неизменной характеристике сети ставится задача обеспечить смещение характеристики насоса путем изменения частоты вращения в точку, обеспечивающую минимальное отклонение КПД от оптимальных значений, т.е. – минимальные потери мощности на перемещение рабочей среды.

При регулировании дросселированием (регулирующей задвижкой), путем изменения характеристики сети (см. рис. 1) увеличивается гидравлическое сопротивление сети, при этом уменьшение подачи относительно номинального значения сопровождается уменьшением КПД (см. рис. 1).

$$\eta_1 = \frac{N_{пол}}{N_{потр}} = \frac{\rho g Q H}{N_{потр}} \tag{9}$$

$$\eta_2 = \frac{N_{пол} - \Delta N}{N_{потр}} = 1 - \frac{\Delta N}{N_{потр}} = 1 - \frac{\rho g \Delta Q \Delta N}{N_{потр}} \tag{10}$$

Поскольку при характерном для основных эксплуатационных режимов теплоэнергетических установок турбулентном режиме движения рабочих сред имеет место квадратичная зависимость потерь напора ΔH от расхода Q :

$$\Delta H = k Q^2 \tag{11}$$

то увеличение потерь напора при дросселировании происходит более интенсивно, чем уменьшение подачи, поэтому произведение $DQ \Delta H$ увеличивается, и, в соответствии с выражениями (9) и (10),

$$\eta_2 < \eta_1$$

При этом потери напора в сети

$$H_2 < H_1$$

Соответственно, затраты мощности на перемещение среды:

$$N_{пол2} = \rho g Q_2 H_2, \tag{12}$$

где

$$H_2 = H_Г + \left(\lambda_2 \frac{L}{d} + \xi_{M2} \right) \frac{Q_2^2}{2gS^2} \tag{13}$$

Соотношения между коэффициентами потерь при этом следующие.

При закрытии дросселя (регулирующей задвижки)

$$\xi_{M2} > \xi_{M1}$$

При $Q_2 < Q_1$

$$Re_2 > Re_1,$$

Так как

$$\lambda = \lambda \left(\frac{L}{Re} \right),$$

То

$$\lambda_2 > \lambda_1.$$

Таким образом, при регулировании дросселированием, гидравлические потери в сети и, соответственно, затраты мощности, возрастают.

При регулировании путем изменения частоты вращения (см. рис. 1).

$$\frac{Q_3}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \frac{H_3}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2; \frac{N_3}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (14)$$

Откуда

$$Q_3 = Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right), H_3 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (15)$$

При $Q_3 < Q_1$, $n_2 < n_1$ и $H_3 < H_1$, т.е., потери напора, а, следовательно, и затраты мощности на перемещение среды, уменьшаются.

Соответственно, значение КПД при регулировании частотой вращения выше, чем при регулировании дросселированием (см. рис. 1).

Сравним затраты мощности, необходимые для перемещения среды, при различных способах регулирования.

При дроссельном регулировании:

$$N_{\text{пол.др.}} = \rho g H_2 Q_2, N_{\text{потр.др.}} = \frac{N_{\text{пол.др.}}}{\eta_2} \quad (16)$$

При регулировании частотой вращения:

$$N_{\text{пол.п.}} = \rho g H_3 Q_3, N_{\text{потр.п.}} = \frac{N_{\text{пол.п.}}}{\eta_3}, \frac{N_{\text{потр.п.}}}{N_{\text{потр.др.}}} = \frac{H_3 Q_3 \eta_2}{\eta_3 H_2 Q_2} \quad (17)$$

При $Q_3 = Q_2$, $H_3 < H_2$ и $\eta_3 < \eta_2$ (см. рис.1)

$$N_{\text{потр.п.}} = \frac{H_3}{H_2} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_3} N_{\text{потр.др.}}, \quad (18)$$

где

$$\frac{H_3}{H_2} \cdot \frac{\eta_2}{\eta_3} < 1, \quad (19)$$

т.е. $N_{\text{потр.п.}} < N_{\text{потр.др.}}$

2.4. Алгоритм определения требуемой частоты вращения нагнетателя, обеспечивающий переход на новый режим работы с минимальными потерями мощности

В исходном режиме работы, соответствующем рабочей точке A_1 (см. рис.1):

$$H_1 = H_{\Gamma} + \left(\lambda_1 \frac{L}{d} + \xi_{M1} \right) \frac{Q_1^2}{2gS^2}, \lambda_1 = 0.1 \left(1.48 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re_1} \right)^{0.25} \quad (20)$$

(в соответствии с формулой Альтшуля), где:

$$Re_1 = \frac{u_1 d}{\gamma} = \frac{Q_1 d}{S \gamma}.$$

В новом режиме, соответствующем рабочей точке A_3 ,

$$H_3 = H_{\Gamma} + \left(\lambda_3 \frac{L}{d} + \xi_{M3} \right) \frac{Q_3^2}{2gS^2}, \quad (21)$$

$$\lambda_3 = 0.1 \left(1.48 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re_3} \right)^{0.25},$$

Из условия (15) определяем значение необходимой частоты вращения насоса, обеспечивающей переход на новый режим работы с минимальными потерями мощности:

$$n_2 = n_1 \sqrt{H_3 / H_1} \quad (22)$$

где значения напоров H_3 и H_1 определяются выражениями (20) и (21).

При этом значения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений не изменяются, т.е.

$$\xi_{M1} = \xi_3.$$

2.5. Эффективность предложенных методов

Оценка эффективности, предложенных методов оптимизации режимов работы насосных установок, может быть основана на следующих соображениях.

Если предлагаемые технические решения повысят КПД насосных установок путем смещения рабочих точек в область максимальных значений КПД насосов, хотя бы на 1% (что вполне реально), то при суммарной мощности насосных установок (конденсатные и циркуляционные насосы) порядка 20 МВт (2% от мощности энергоблока 1000 МВт) это будет означать снижение энергозатрат на собственные нужды в абсолютном выражении на 0,2 МВт (порядка 1,6 млрд. киловатт-часов в год). В денежном выражении это эквивалентно годовой экономии порядка 160 млн. грн. (при себестоимости электроэнергии порядка 0,1 грн. за кВт·ч). В масштабах мощности всех электростанций Украины эта цифра может составить, соответственно, порядка 3-3,5 млрд. грн. в год.

Выводы

1. Выполнен анализ влияния технических характеристик трубопроводных систем на экономичность электростанций. Получены расчетные соотношения для определения оптимальных значений диаметров трубопроводов по критерию минимума суммарной стоимости самого трубопровода и затрат мощности на перемещение жидкости с учетом ограничений, накладываемых на скорости движения.

2. Выполнен сравнительный анализ влияния способов регулирования нагнетателей на экономические показатели гидравлических и аэродинамических сетей. Разработан алгоритм оптимального регулирования частоты вращения нагнетателей, обеспечивающий максимальное значение общего КПД сети.

3. Использование предложенных методов оптимизации работы насосных установок на ТЭС и АЭС Украины может обеспечить годовую экономию порядка 3 млрд. гривен за счет снижения затрат энергии на собственные нужды электростанций.

Литература

1. Шелепов, И. Г. Теплоэнергетические установки электростанций: (Исследование и расчёт низкопотенциальных комплексов ТЭС и АЭС) [Текст] / В. К. Заруба, С. Б. Яцкевич. – К. : УМКВО, 1993. – 280 с.
2. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции. [Текст] – учебник для вузов / В. Я. Рыжкин. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
3. Григорьева, В. А. Тепловые и атомные электрические станции [Текст] . справочник / В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
4. Никитина, Н. К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций [Текст] / Н. К. Никитина. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
5. Малюшенко, В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций [Текст] / В. В. Малюшенко, А.К. Михайлов – М. : Энергия, 1975. - 280 с.