

## АННОТАЦИЯ

*Рассматриваются вопросы выбора оптимальной глубины вакуума в конденсаторах паровых турбин тепловых электростанций с использованием автоматизированного регулируемого электропривода на одном из циркуляционных насосов системы технического водоснабжения. Это позволяет вести наиболее экономичный режим работы циркуляционных насосов и правильно распределять расход охлаждающей воды при параллельном водоснабжении нескольких турбин в зависимости от паровой нагрузки конденсатора и температуры охлаждающей воды.*

## ANNOTATION

*There is the question of the choice of optimum depth of a vacuum in condensers of the steam turbines of thermal power stations with using of the automated adjustable electric drive in one circulating pumps of system of technical water supply. It allows monitoring the most economy mode of operation of circulating pumps, and It is correct to distribute the cooling water consumption at parallel water supply of several turbines, depending on the vapor load of the condenser and the temperature of the cooling water.*

## Применение регулируемого электропривода на циркуляционном насосе для повышения эффективности систем технического водоснабжения тепловых электростанций

Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский, директор,

Ю. С. Осипов, начальник ЦНиИО, филиал «Гомельская ТЭЦ-2»  
РУП «Гомельэнерго»,

Е. Л. Телюк, начальник отдела ОРАЭС,

А. Ю. Зенович-Лешкевич-Ольпинская, инженер,  
РУП «БелНИПИэнергопром»,

Н. В. Широглазова, старший преподаватель  
ГГТУ им. П. О. Сухого

### Введение

В мировой практике регулируемый электропривод (РЭП) признан одной из наиболее эффективных энергосберегающих и экологически чистых технологий. Высокая эффективность применения автоматизированного РЭП для оптимизации работы различных технологических систем с механизмами, особенно насосными и вентиляционными установками, работающими в переменных режимах, подтверждена многолетним мировым опытом [1].

Одним из направлений совершенствования технологического процесса производства электроэнергии является применение частотно-регулируемого асинхронного электропривода механизмов собственных нужд электростанций, что позволяет улучшить условия эксплуатации пароводяного

тракта и тягодутьевых установок, увеличить их надёжность, снизить расходы на ремонт и тем самым повысить эффективность работы электростанций. При плавном регулировании частоты вращения привода насосных и вентиляционных механизмов с квадратичной характеристикой сопротивления сети их расход, напор, а также мощность на валу изменяются пропорционально первой, второй и третьей степеням частоты вращения соответственно, следовательно, коэффициент полезного действия (КПД) механизма в диапазоне регулирования поддерживается максимальным. Применение РЭП позволяет исключить дросселирование и реализовать зону максимальных КПД агрегатов, обеспечить оптимальные условия пуска мощных механизмов, создать необходимые предпосылки для развития систем автоматизации энергоблоков тепловых электростанций (ТЭС).

Оснащение РЭП таких механизмов, как сетевые, питательные, подпиточные, конденсатные, дренажные насосы, дутьевые вентиляторы, дымососы и прочие электрические механизмы, позволяет снизить расход потребляемой ими электроэнергии, продлить срок службы основного оборудования, избавиться от необходимости регулировать давление и расход регуляторами и задвижками [2].

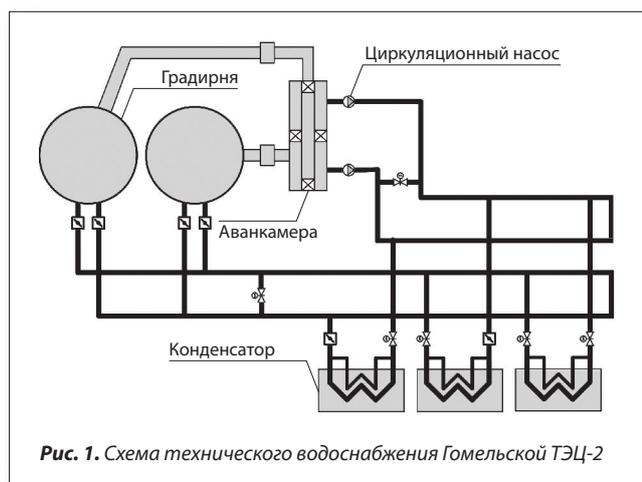


Рис. 1. Схема технического водоснабжения Гомельской ТЭЦ-2

Применение РЭП на насосах и вентиляторах обеспечивает интегральное снижение потребляемой мощности на 25–40 % и позволяет увеличить мощность энергоблока в среднем на 1–2 % за счёт удаления из водяных и воздушных трактов дросселей и заслонок, а также улучшения технологических процессов выработки электроэнергии, например, сжигания топлива. Поэтому для механизмов собственных нужд ТЭС, непосредственно участвующих в процессе производства электроэнергии (прежде всего дымососов и дутьевых вентиляторов, питательных насосов и т. п.), должны учитываться совокупно как фактор увеличения мощности энергоблока, так и фактор энерго- и ресурсосбережения [4].

Мощность конденсатных и циркуляционных насосов (ЦН) соизмерима с мощностью питательных насосных установок и может составлять до 2–3 % мощности, вырабатываемой энергоблоком. КПД мощных конденсатных и ЦН достигают 75–80 % [5].

### Постановка задачи

Цель настоящей работы — обоснование целесообразности установки РЭП на ЦН на примере системы технического водоснабжения (СТВ) ТЭЦ.

СТВ энергоблоков Гомельской ТЭЦ-2 — обратная с двумя башенными градирнями площадью орошения по 3 200 м<sup>2</sup> каждая (рис. 1). Для подачи воды в конденсаторы турбин, на теплообменники вспомогательного оборудования и градирни, в объединённой насосной станции (ОНС) установлено пять ЦН типа Д-12500–24 установленной электрической мощностью 1 000 кВт каждый.

Охлаждающая вода поступает по двум бетонным каналам в аванкамеру ОНС и затем по пяти стальным трубопроводам к каждому ЦН.

Насосы подают воду на магистральные водоводы, от которых она по напорным трубопроводам поступает на основной и встроенный пучки конденсаторов. После конденсаторов вода по сливным магистральным трубопроводам направляется в градирни.

Изменение подачи насосов по действующей схеме осуществляется варьированием количества одновременно включённых ЦН [6].

Внедрение РЭП на одном из ЦН принципиально отличается от аналогичной задачи для сетевых, конденсатных и т. п. механизмов собственных нужд электростанции. Специфика задачи определяется технической сложностью объекта регулирования.

Во-первых, контур регулирования включает четыре взаимосвязанных объекта регулирования: конденсаторы турбоагрегатов Т-180/210–130 ст. № 1, 2, 3 и привод ЦН.

Во-вторых, ЦН № 1–5 работают на общий коллектор, и охлаждающая вода в зависимости от гидравлических сопротивлений трёх контуров распределяется между конденсаторами турбин, то есть одновременно необходимо добиться оптимальной работы трёх конденсаторов с различными параметрами.

В-третьих, задача является оптимизационной, причём оптимум должен достигаться между объектами (турбоагрегаты № 1–3 и группа ЦН), режимы работы которых имеют различную технологическую структуру.

Указанные объекты регулирования связаны между собой следующим образом.

Уменьшение расхода воды через конденсатор турбины ведёт к ухудшению вакуума в конденсаторе и, как следствие, к понижению КПД турбины. Например, изменение давления в конденсаторе ( $p_2$ ) на 1 кПа (~1 % вакуума) приводит к изменению мощности турбины с начальным давлением 13–24 МПа и перегревом пара примерно на 0,8–0,9 % номинальной мощности. Уменьшение давления в конденсаторе при определённой температуре воды связано с увеличением пропуска циркуляционной воды и расхода энергии на привод ЦН.

Увеличение же расхода охлаждающей воды через конденсатор всегда приводит к углублению вакуума и при исходном вакууме ниже предельного для турбины — к соответствующему увеличению развиваемой турбоустановкой мощности и, следовательно, к повышению её экономичности брутто. В то же время увеличение расхода циркуляционной воды через конденсатор выше оптимального приводит

к увеличению расхода электроэнергии на ЦН. При этом вакуум в конденсаторе становится ниже расчётного значения, что может привести к переохлаждению конденсата и увеличению потерь пара, так как ухудшение вакуума вызывает увеличение объёма пара при неизменном сечении. Переохлаждение конденсата вызывает дополнительный расход пара в подогреватель низкого давления (ПНД) № 1 для компенсации, излишне отведённой в конденсатор теплоты основного конденсата, и, следовательно, недопроизводство электроэнергии на участке проточной части турбины от последнего по ходу пара отбора до конденсатора. Понижение экономичности турбоагрегата при переохлаждении конденсата на  $5^\circ\text{C}$  составляет 0,1–0,2 %.

Поскольку увеличение расхода охлаждающей воды требует дополнительной мощности на привод ЦН, экономическая целесообразность увеличения расхода охлаждающей воды зависит от изменения мощности турбоустановки нетто, то есть от соотношения между приростом мощности турбоагрегата в результате углубления вакуума и дополнительной мощности на ЦН. Увеличение расхода воды целесообразно только в том случае, если прирост мощности турбины больше увеличения мощности на привод ЦН. Расход охлаждающей воды, отвечающий наибольшему выигрышу мощности, является оптимальным для заданных значений паровой нагрузки конденсатора (электрической нагрузки турбоагрегата) и температуры охлаждающей воды [7].

Наиболее эффективным мероприятием, обеспечивающим оптимальный расход охлаждающей воды и, как следствие, оптимальный вакуум в конденсаторах турбин и расход электроэнергии на ЦН при различных режимах основного оборудования электростанции, является установка на одном из ЦН электропривода с регулируемой частотой вращения.

### Выбор оптимального вакуума

Выше отмечалось, как сильно на экономичности турбины и турбинной установки сказывается давление в конденсаторе. Рассмотрим, как оно влияет на надёжность и экономичность в зависимости от различных эксплуатационных факторов.

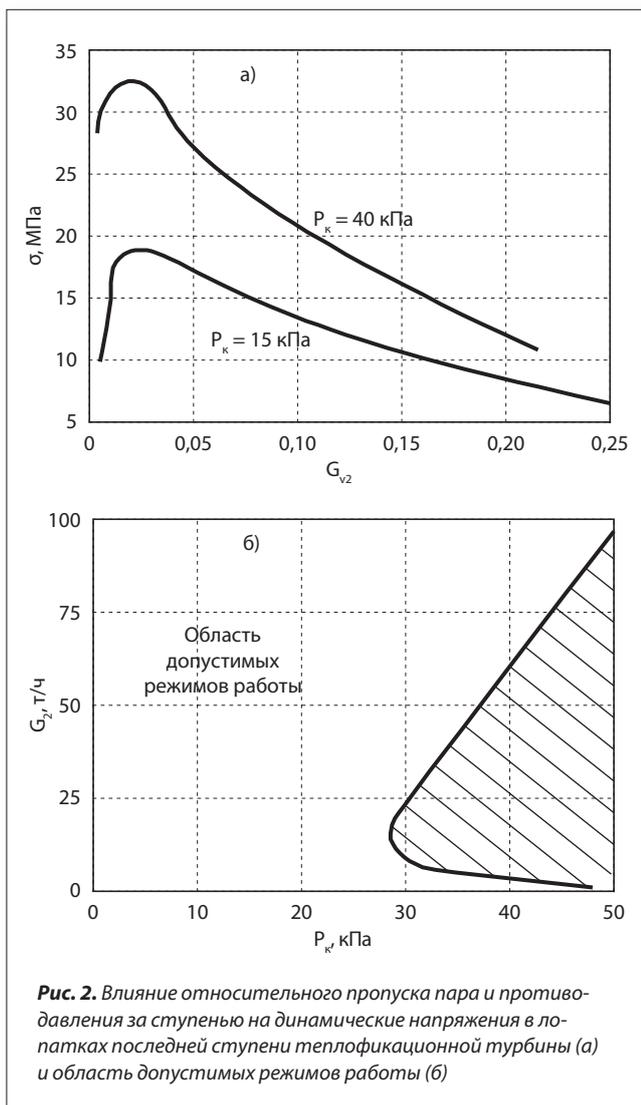
Давление (глубина вакуума) зависит от ряда факторов: чистоты трубной системы и трубных досок конденсаторов, присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки, расходов охлаждающей воды и её температуры, работы воздухоотсасывающих устройств.

В общем случае для турбины чем меньше давление в конденсаторе, тем выше мощность и КПД при неизменном расходе пара на турбину. Повышение давления в конденсаторе снижает надёжность работы турбины (кроме ухудшения экономичности).

Существенное повышение давления в конденсаторе (ухудшение вакуума) представляет серьёзную опасность для цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины и её конденсатора. Главная опасность заключается в том, что при этом увеличивается температура в выходном патрубке. Это приводит к его разогреву, и в результате появляются расцентровки валопровода и, как следствие, вибрация. Кроме того, разогрев ротора грозит возникновением осевых задеваний, особенно в цилиндрах, наиболее удалённых от упорного подшипника. Для предотвращения аварий, вызванных значительным повышением давления в конденсаторе, турбоагрегаты оснащаются автоматической защитой, отключающей турбину при ухудшении вакуума, превышающем значение, установленное заводом-изготовителем турбины.

В турбинах с очень длинными последними лопатками значительное повышение давления в конденсаторе, особенно при очень малых пропусках пара, чревато появлением дополнительных напряжений в этих лопатках. Поэтому длительная работа при значительном ухудшении вакуума в таких турбинах не разрешается. Обычно инструкция по обслуживанию предусматривает предельное конечное давление, выше которого эксплуатация турбины при номинальной нагрузке не допускается. Для конденсационных турбин это давление находится на уровне 12 кПа. Для теплофикационных, особенно тех, конденсатор которых содержит встроенный теплофикационный пучок, допустимое давление в конденсаторе значительно выше (это учтено в конструкции турбины). Например, турбина Т–100–130 ТМЗ допускает давление в конденсаторе до 30 кПа при работе в конденсационном режиме и 60 кПа — в режиме противодействия (встроенный пучок включён).

*Понижение давления в конденсаторе* по отношению к расчётному не представляет для него никакой опасности. С углублением вакуума увеличивается тепलोперепад турбины и экономичность турбоустановки. Однако такое увеличение не беспредельно: вместе с углублением вакуума увеличиваются тепलोперепад последней ступени и скорости в её решётках. При некотором вакууме скорость пара достигает скорости звука, и дальнейшее углубление вакуума не приводит к увеличению реального тепलोперепада



**Рис. 2.** Влияние относительного пропуска пара и противо-давления за ступенью на динамические напряжения в лопатках последней ступени теплофикационной турбины (а) и область допустимых режимов работы (б)

для проточной части турбины, так как расширение пара происходит за пределами ступени. Такой вакуум называют *предельным*.

Углублять вакуум ниже предельного, конечно, нецелесообразно, поскольку при дополнительных затратах мощности на привод ЦН, на улучшение плотности конденсатора и т. д. никакого дополнительного выигрыша в мощности или КПД не получается.

Поскольку давление и температура влажного пара жестко связаны, температура в конденсаторе однозначно определяет и давление в нём.

При ухудшении вакуума ниже допустимого необходимо разгружать турбину путём снижения её мощности. Например, для турбины К-300–240 дополнительное снижение вакуума ниже предельного на 133,3 Па требует снижения нагрузки на 1–2 МВт с тем, чтобы при вакууме около 56,8 кПа турбина была переведена на холостой ход.

Серьёзную опасность для лопаток последних ступеней представляют одновременное ухудшение вакуума в конденсаторе и уменьшение расхода пара. В этом случае могут возникнуть интенсивные самовозбуждающиеся колебания (автоколебания) рабочих лопаток. Такие режимы особенно опасны для теплофикационных турбин, работающих в осенне-зимний период с малым вентиляционным пропуском пара в конденсатор и ухудшенным вакуумом из-за нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке [8].

На рисунке 2а [8] показано, как изменяются напряжения в рабочих лопатках (по данным испытаний Всероссийского теплотехнического института) в зависимости от противодействия и относительного объёмного расхода  $\bar{G}_{v2} = G_{v2}/G_{v2ном}$ , где  $G_{v2ном}$  — пропуск пара при номинальном режиме.

Максимальное значение напряжений возникает при  $\bar{G}_{v2} = 2–4$  % и, как показывают опыты, почти пропорционально давлению в конденсаторе  $P_k$ .

Анализ результатов измерений динамических напряжений в лопатках конкретной турбины позволяет построить диаграмму допустимых режимов работы (рис. 2б [8]). Из неё видно, что при любом расходе пара через последнюю ступень давление в конденсаторе  $P_k$  не должно быть больше определённого значения. Например, при расходе пара  $G_2 = 5$  т/ч давление в конденсаторе не должно превышать 27,5 кПа. Если условия нагрева воды во встроенном теплофикационном пучке таковы, что давление в конденсаторе не может быть ниже определённой величины, то и расход пара в конденсатор должен быть соответствующим. Например, если давление в конденсаторе 40 кПа, то расход пара должен быть либо очень малым (2,5 т/ч), либо не менее 62 т/ч.

Небольшие повышения давления в конденсаторе не влияют на его надёжность, однако сильно сказываются на экономичности турбинной установки.

В общем случае температура  $t_k$  в горловине конденсатора, определяющая давление в нём, находится из соотношения:

$$t_k = t_{b1} + \Delta t_b + \delta t, \quad (1)$$

где  $t_{b1}$  — температура поступающей в конденсатор циркуляционной воды;

$\Delta t_b$  — нагрев воды в конденсаторе (разность температур циркуляционной воды на выходе ( $t_{b2}$ ) и входе в конденсатор ( $t_{b1}$ ));

$\delta t$  — температурный напор (разность между температурой пара, поступающего в конденсатор

и температурой циркуляционной воды на выходе из конденсатора  $t_{в2}$ ).

Количество теплоты, отданной паром при конденсации, совпадает с количеством теплоты, унесённой с охлаждающей водой:

$$D_k \cdot (h_k - h'_k) = c_b \cdot W \cdot (t_{в2} - t_{в1}), \quad (2)$$

где  $W$  — расход охлаждающей воды через конденсатор;

$c_b$  — теплоёмкость воды;

$h_k$  — энтальпия пара;

$h'_k$  — энтальпия образующегося конденсата.

$$c_b \cdot W \cdot (t_{в2} - t_{в1}) = c_b \cdot W \cdot \Delta t_b. \quad (3)$$

Тогда:

$$\Delta t_b = \frac{D_k}{c_b \cdot W} (h_k - h'_k). \quad (4)$$

Температурный напор  $\Delta t$  отражает совершенство теплообмена в конденсаторе. Чем выше воздушная плотность конденсатора, чем лучше работает эжектор; чем чище трубки, по которым движется охлаждающая вода, тем меньше значение  $\Delta t$  и тем глубже вакуум в конденсаторе.

Для работающих турбоустановок путём испытаний для каждого типа конденсаторов получают набор нормативных характеристик, позволяющих контролировать качество их работы.

Рассмотрим эти характеристики на примере конденсационной турбины К-300–240 ХТЗ [8].

На рис. 3а показана зависимость давления  $P_k$  в горловине конденсатора турбины от расхода пара в него при различной температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор и минимальном расходе  $W_0 = 34\,800 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Часто эту характеристику (рис. 3а) строят в виде зависимости температурного напора  $\Delta t$  от расхода пара в конденсатор и температуры охлаждающей воды  $t_{в1}$  при номинальном её расходе. Пример приведён на рис. 3б. Если температурный напор в условиях эксплуатации оказывается больше нормативного, то это свидетельствует об ухудшении работы конденсатора вследствие загрязнения охлаждающей поверхности трубок, увеличения присосов воздуха или ухудшения работы отсасывающих устройств.

В реальных условиях эксплуатации для каждой нагрузки турбины в зависимости от состояния системы конденсации пара будет своё оптимальное значение вакуума в конденсаторе, которое зависит от следующих факторов:

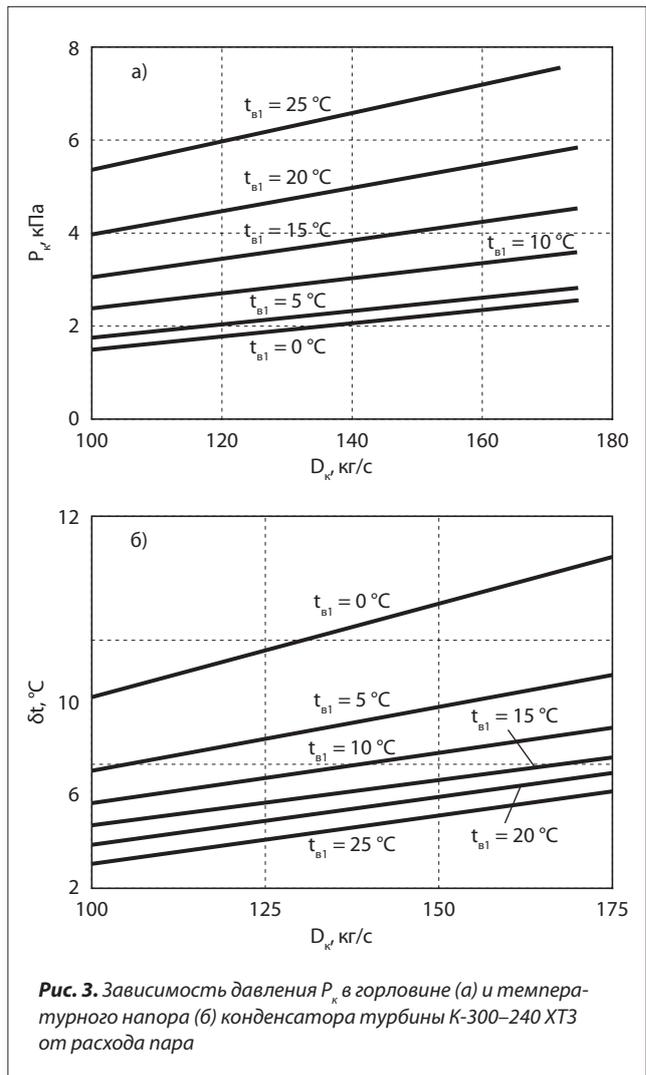


Рис. 3. Зависимость давления  $P_k$  в горловине (а) и температурного напора (б) конденсатора турбины К-300–240 ХТЗ от расхода пара

- ♦ температуры циркуляционной воды на входе в конденсатор;
- ♦ расхода циркуляционной воды;
- ♦ расхода пара в конденсатор;
- ♦ величины присосов воздуха и качества работы эжекторной установки;
- ♦ чистоты поверхностей конденсации.

Оптимальные условия эксплуатации будут достигаться тогда, когда при неизменном расходе пара на энергоблок будет обеспечиваться максимальная мощность, отпускаемая от турбины. В этом случае величину отпускаемой мощности можно определить по выражению:

$$N_{от} = N_T - N_{цн} - N_{эу} - N_{сн}, \quad (5)$$

где  $N_T, N_{цн}, N_{эу}, N_{сн}$  — мощность турбины на клеммах генератора, мощность ЦН, мощность, недоставляемая паром в турбине за счёт отбора его на

эжектор и мощность механизмов собственных нужд остальных агрегатов (за исключением ЦН и эжекторов).

При оптимизации вакуума  $N_{сн}$  можно считать практически постоянной.

Мощность, невырабатываемая паром, отбираемым на эжектор, зависит от места отбора пара и его расхода ( $D_{отб}^a$ ):

$$N_{эж} = D_{отб}^a \cdot (h_{отбi} - h_k) \cdot \beta_p \cdot \eta_{эм}, \quad (6)$$

где  $h_{отбi}$ ,  $h_k$  — соответственно энтальпии пара в отборе и в конденсаторе;

$\beta_p$  — коэффициент, учитывающий отборы пара в систему регенерации;

$\eta_{эм}$  — электромеханический КПД турбогенератора.

Причём, с одной стороны, увеличение расхода пара на эжектор увеличивает его производительность и улучшает условия конденсации, а значит и вакуум в конденсаторе, с другой стороны, это ведёт к увеличению невыработки мощности турбиной.

Мощность турбины в этом случае определяется:

$$N_T = \eta_{эм} \sum_{i=0}^n D_{отсi} (h_i - h_{i+1}), \quad (7)$$

где  $D_{отсi}$  — расход пара через  $i$ -й отсек;

$h_i$ ,  $h_{i+1}$  — энтальпия пара на входе и выходе из  $i$ -го отсека;

$i = 1...n$  — число отсеков.

Мощность ЦН определяется исходя из условия:

$$N_{цн} = \frac{W \cdot v \cdot \Delta P}{\eta_{н}}, \quad (8)$$

где  $W$  — расход охлаждающей воды,  $кг/с$ ;

$v$  — удельный объём циркуляционной воды,  $м^3/кг$ ;

$\Delta P$  — напор, развиваемый насосом,  $Па$ ;

$\eta_{н}$  — КПД ЦН.

Температуру пара в конденсаторе можно рассчитать по следующей формуле:

$$t_k = t_{в1} - \frac{r}{m \cdot C_p} \cdot \frac{e^x}{1 + e^x} S, \quad (9)$$

где  $r$  — теплота парообразования,  $кДж/кг$ ;

$m$  — кратность циркуляции,  $m = W/D_k$ .

Показатель экспоненты рассчитывается по формуле:

$$x = \frac{k}{C_p \cdot m \cdot d_k}, \quad (10)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи от пара к воде,  $кВт/(м \cdot К)$ .

Удельный расход пара  $d_k$  в конденсатор определяется по формуле:

$$d_k = \frac{D_k}{F}, \quad (11)$$

где  $F$  — площадь поверхности охлаждения,  $м^2$ .

Из формулы (9) видно, что температура пара в конденсаторе, а значит и давление при постоянном расходе пара ( $D_k = const$ ) зависит от следующих величин:

- ♦ температуры охлаждающей воды на входе  $t_{в1}$ ;
- ♦ расхода охлаждающей воды  $W$ ;
- ♦ коэффициента теплопередачи  $k$ .

Отложения солей и органических веществ на внутренних стенках трубок конденсатора также ухудшают коэффициент теплопередачи и вакуум в конденсаторе.

При уменьшении температуры  $t_{в1}$  снижается и температура  $t_k$ , улучшается вакуум. Увеличение расхода охлаждающей воды также приводит к снижению температуры  $t_k$  и улучшению вакуума. К улучшению вакуума приводит также и улучшение теплопередачи от пара к воде (увеличение  $k$ ).

Температуру охлаждающей воды  $t_{в1}$  на входе в конденсатор нельзя произвольно изменить, поскольку она определяется температурой окружающей среды и типом водоохладителя. Фактически управлять вакуумом в конденсаторе при заданной нагрузке ( $D_k = const$ ) можно, изменяя следующие параметры:

- ♦ расход охлаждающей воды  $W$ ;
- ♦ количество отсасываемого из конденсатора воздуха  $G_b$ .

Таким образом, изменяя расход циркуляционной воды и расход пара на эжектор, можно определить оптимальное значение вакуума в конденсаторе. Его можно получить из совместного решения уравнений (5–9) при условии, что  $N_{от} \Rightarrow max$ .

Кроме этого, в расчёт необходимо принимать ограничивающие условия, приведённые на рис. 2.

Определение оптимального или экономического вакуума имеет весьма большое значение для эксплуатации, так как позволяет вести наиболее экономичный режим работы ЦН и правильно распределить расход охлаждающей воды при параллельном водоснабжении нескольких турбин в зависимости от паровой нагрузки конденсаторов и температуры охлаждающей воды [9].

### Решение задачи

Частотно-регулируемый электропривод (ЧРЭП) является многофункциональным электротехническим устройством и при комплексном внедрении в энергоблок позволяет:

- ♦ автоматически регулировать технологические параметры в базовых и манёвренных режимах;
- ♦ экономить электроэнергию;
- ♦ увеличить ресурс и надёжность работы технологического оборудования;
- ♦ диагностировать, контролировать и защищать электродвигатель насосного агрегата;
- ♦ увеличить номинальную мощность генерации при пиках нагрузки.

Наибольший экономический эффект от внедрения ЧРЭП с точки зрения энергосбережения достигается на квадратичных нагрузках (центробежные насосы, вентиляторы) при замене дросселирования частотным регулированием. Скорость вращения двигателя пропорциональна частоте.

Изменение скорости вращения рабочего колеса ведёт к изменению всех рабочих параметров, а именно:

- ♦ расход пропорционален числу оборотов;
- ♦ давление пропорционально квадрату числа оборотов;
- ♦ потребляемая мощность пропорциональна кубу числа оборотов.

Эти соотношения выражаются с помощью так называемых формул приведения:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0}, \frac{H}{H_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2, \frac{N}{N_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3, \quad (12)$$

где  $Q$  — расход при максимальном числе оборотов;

$Q_0$  — расход при изменённом числе оборотов;

$H$  — напор при максимальном числе оборотов;

$H_0$  — напор при изменённом числе оборотов;

$N$  — мощность, потребляемая электродвигателем при максимальном числе оборотов;

$N_0$  — мощность, потребляемая электродвигателем при изменённом числе оборотов;

$n$  — максимальное число оборотов;

$n_0$  — изменённое число оборотов.

Указанные соотношения соблюдаются лишь в том случае, если характеристика сети имеет квадратичную зависимость давления от расхода. Основные механизмы ТЭС работают с противодействием. Для расчётов экономической эффективности нами была создана математическая модель, учитывающая реальные гидравлические характеристики сети.

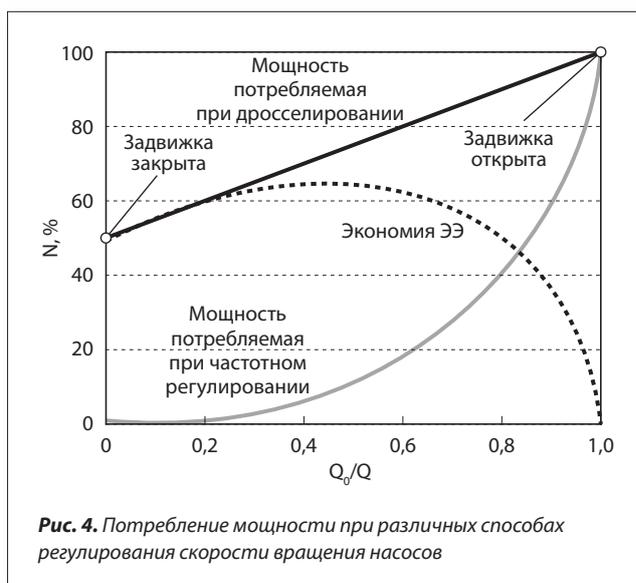


Рис. 4. Потребление мощности при различных способах регулирования скорости вращения насосов

Характеристика энергопотребления при разных способах регулирования приведена на рис. 4 [10].

Основной задачей является создание автоматической системы регулирования производительности группы ЦН, которая позволит:

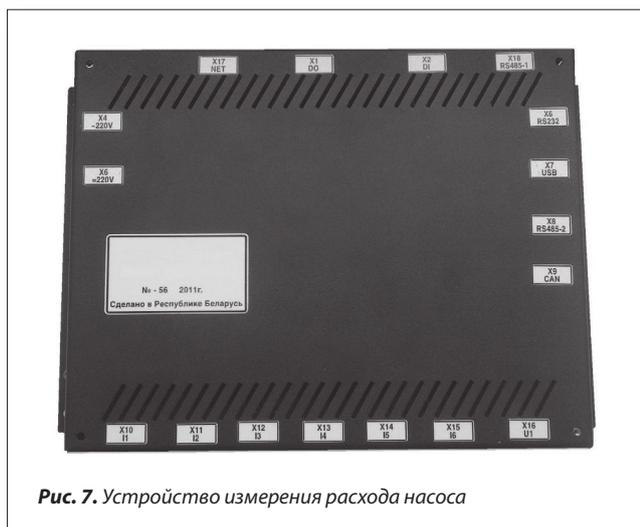
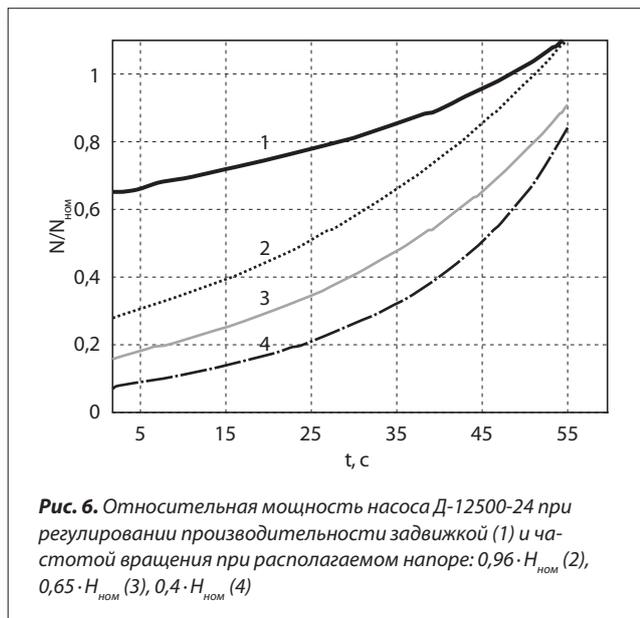
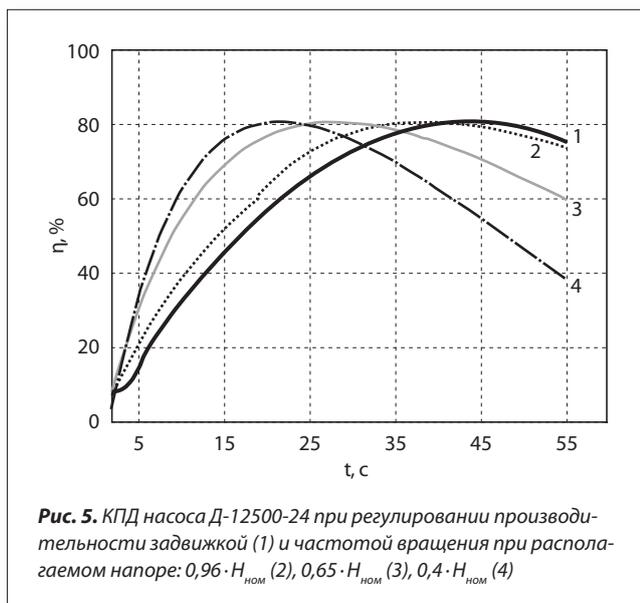
- ♦ поддерживать заданный расход циркуляционной воды при параллельной работе насосов;
- ♦ оптимально распределять производительность между насосами;
- ♦ распределять расход циркуляционной воды между конденсаторами в зависимости от режима работы турбоагрегатов.

При разработке системы одной из основных технических проблем является измерение производительности насосного агрегата как при её регулировании напорной задвижкой, так и частотой вращения. Это связано с отсутствием прямых участков водоводов, необходимых для установки расходомеров, и высокой стоимостью дополнительного оборудования.

Авторами предлагается разработать и внедрить микропроцессорное устройство измерения расхода, принцип работы которого основан на использовании математической модели механизма (насоса, вентилятора, дымососа).

Модель учитывает следующие параметры:

- ♦ характеристики механизма и гидравлическую характеристику сети;
- ♦ характеристику КПД как нерегулируемого, так и регулируемого механизма в функции производительности и частоты вращения (рис. 5);
- ♦ суммарную производительность группы механизмов насосов;
- ♦ количество механизмов, оснащенных РЭП.



В зависимости от режимных параметров математическая модель позволит определить:

- ♦ потребляемые мощности насосами: с РЭП и нерегулируемого (рис. 6);
- ♦ частоту вращения, об./мин.;
- ♦ КПД регулируемых насосов, %;
- ♦ производительность насоса,  $м^3/ч$ .

Микропроцессорное устройство измеряет мощность, потребляемую электрическим приводом насоса. Зная располагаемый напор, создаваемый насосом, и на основании математической модели, которая аналитически задана в устройстве, определяет производительность механизма (насоса, вентилятора), используя соотношение:

$$Q = \frac{\kappa \cdot N \cdot \eta}{g \cdot H}, \quad (13)$$

где  $Q$  — производительность механизма,  $м^3/ч$ ;  
 $N$  — потребляемая мощность, кВт;  
 $\eta$  — КПД механизма, %;  
 $H$  — располагаемый напор, м. вод. ст.;  
 $g$  — плотность рабочей среды,  $кг/м^3$ ;  
 $\kappa$  — нормирующий коэффициент.

Внешний вид микропроцессорного устройства измерения расхода насоса представлен на рис. 7.

Оснащение РЭП всех агрегатов связано с дополнительными капитальными затратами. Поэтому актуально решение задачи оптимального распределения нагрузок между регулируемыми и нерегулируемыми насосами.

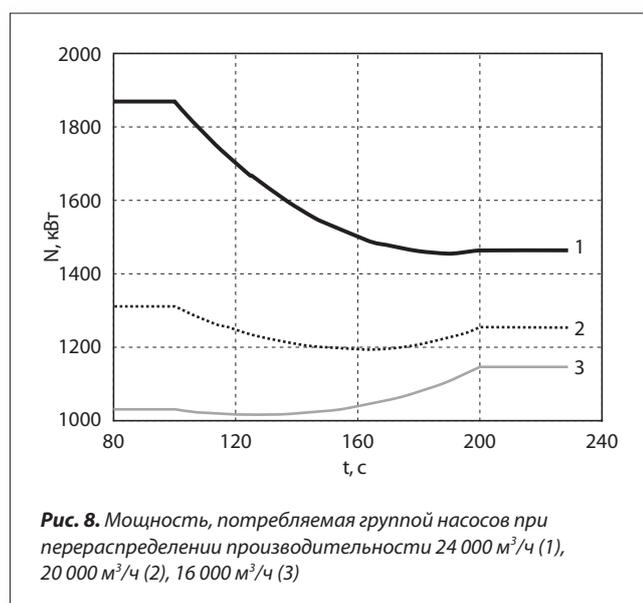
Установка устройств на ЦН позволит в режиме реального времени определять с высокой точностью производительность каждого из работающих насосов и группы ЦН, реализовать систему автоматического поддержания оптимального режима работы насосного оборудования.

Экономия электроэнергии при установке РЭП на группе ЦН и выбор оптимального количества насосов, оснащённых ЧРЭП, может быть определена с использованием математической модели насоса Д-12500-24 и результатов гидравлических испытаний СТВ.

В качестве примера на рис. 8 показаны результаты расчётов модели для определения суммарной мощности, потребляемой группой насосов (один регулируемый и один нерегулируемый), а следовательно, и экономии электроэнергии при перераспределении производительности  $24\,000\, м^3/ч$  между ними.

Табл. 1. Измеряемые и вычисляемые параметры устройства измерения расхода

Измеряемые величины		Вычисляемые величины	
$P_{вс}$	Давление на всасе ЦН № 1	N	Потребляемая мощность
$P_{н}$	Давление на напоре ЦН № 1	Q	Производительность
$I_{эл}$	Ток электродвигателя ЦН № 1	H	Реальный КПД механизма
$U_{эл}$	Напряжение электродвигателя ЦН № 1	$\Sigma Q$	Суммарная производительность за период (сутки, месяц, год)
$P_{вс}$	Давление на всасе ЦН № 2	$\Sigma \mathcal{E}$	Суммарное электропотребление за период (сутки, месяц, год)
$P_{н}$	Давление на напоре ЦН № 2	Zс	Гидравлическое сопротивление сети
$I_{эл}$	Ток электродвигателя ЦН № 2	$\Delta h$	Отклонение от номинального КПД
$U_{эл}$	Напряжение электродвигателя ЦН № 2	$\mathcal{E}$	Удельный расход электроэнергии



### Выводы

Поддержание оптимального вакуума в конденсаторах турбин возможно при применении частотно-регулируемого электропривода и устройств измерения расхода на технологических механизмах турбин и системы технического водоснабжения.

Оптимальное количество оснащённых частотным преобразователем электроприводов должно определяться технико-экономическим обоснованием с учётом режимов работы основного оборудования и СТВ.

Система регулирования должна обладать функцией оптимального распределения нагрузок между насосами, что позволит значительно повысить эффективность использования частотно-регулируемого электропривода.

ЭИИ

### Литература

1. Сахарнов Ю. В. Регулируемый электропривод — эффективное энергосберегающее оборудование. <http://www.mtu-net.ru>

2. Зенович-Лешкевич-Ольпинский Ю. А. Создание демонстрационных зон высокой энергоэффективности на объектах Белорусской энергосистемы / Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ // Энергетика: международный научно-технический журнал. — 2008. — № 6. — С. 73–80.

3. Лезнов Б. С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок. — М.: Машиностроение, 2013. — 176 с., ил.

4. Ильинский Н. Ф., Шакарян Ю. Г. Инструкция по расчёту экономической эффективности применения частотно-регулируемого электропривода. — М.: АО ВНИИЭ, МЭИ, 1997.

5. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю. и др. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2012. — № 3/8 (57). — С. 58–62.

6. Зенович-Лешкевич-Ольпинский Ю. А. Создание и эффективность автоматической системы шариковой очистки конденсатора 180-КЦС-1 турбины Т-180/210–130–1 ЛМЗ. Часть 1 / Ю. А. Зенович-Лешкевич-Ольпинский, А. Ю. Наумов, А. Ю. Зенович-Лешкевич-Ольпинская // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. — 2015. — № 3. — С. 76–84.

7. Методические указания по эксплуатации конденсационных установок паровых турбин электростанций: РД 34.30.501. — М.: Союзтехэнерго, 1996. — 102 с.

8. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: Учебное пособие для вузов. — М.: Издательство МЭИ, 2002. — 541 с.

9. Клямкин С. Л. Тепловое испытание паротурбинных установок электростанций. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961. — 408 с.

10. Кузин С. Ю. Применение регулируемого электропривода // Электро. — 2009. — № 6. — С. 49, 50.

11. Слесаренко В. В. Насосы и тягодутьевые машины тепловых электростанций: Учебное пособие. — Владивосток: Издательство ДВГТУ, 2002. — 84 с.