

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БЕЛОРУССКОЙ ССР**

**БЕЛОРУССКИЙ Ордена Трудового Красного Знамени
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ**

Г.С.Д Е Р И Л Ь

На правах рукописи

УВЕЛИЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВУЮЩИХ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Специальность 05.271 - "Электрические станции"

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

г. Минск, 1971г.

Диссертационная работа выполнена в Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте и производственном ремонтном предприятии "Белорусэнергоинформ".

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники БССР профессор РТЦНИИ А.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор МАШКОСЯНЦ Л.Г. (г.Москва), кандидат технических наук, доцент МЕХЕДКО Ф.В. (г.Минск).

Ведущее предприятие - Всесоюзный государственный трест по организации и рационализации районных электрических станций и сетей (ОРГРЭС).

Автореферат разослан "19" мая 1978г.

Защита состоится "7" июля 1978г. на заседании Совета по присуждению ученых степеней и званостей специальным отделом при Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте. Дата защиты будет дополнительно объявлена в газете "Белорусский Минск".

Заверенный и оприходованный печатью экземпляр автореферата в 2-х экземплярах просим направить по адресу: г.Минск, 27, Ленинский проспект, 65, Белорусский политехнический институт, Ученому секретарю Совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке БПИ.

Ученый секретарь Совета -
кандидат технических наук

И.А. ЧЕРНИСКИЙ

И.А. ЧЕРНИСКИЙ

Начальный период эксплуатации вновь вводимого мощного энергооборудования, особенно головных образцов, как правило, характеризуется некоторым снижением их рабочих параметров и повышенной повреждаемостью.

В директивах XIII съезда ВКВС большое внимание уделяется вопросу повышения эффективности каждой отрасли промышленности и более полному использованию внутрихозяйственных резервов.

Разработку и внедрение мероприятий, направленных на быстрое освоение генераторов, увеличение их мощности и надежности в Советском Союзе проводит коллективы ученых, заводов, специализированных предприятий, особенно ЛЭО "Электросила", "Электротяжмаш", "Сибэлектротяжмаш", "Уралэлектротяжмаш", ВНИИЭ, ОРГРЭС, ЦКБэнерго, "Союзэнергоремонта" (Ю.И.Азбукин, В.Ю.Аврух, А.Д.Герр, П.А.Гуров, В.С.Иванов, П.М.Ипатов, А.И.Кузнецов, Л.С.Линдорф, Л.Г.Маминоянц, А.И.Максимов, В.Э.Пенне, К.М.Побегайло, А.И.Рущиний, Ф.Э.Серебрянский, Л.Я.Станиславский, В.В.Титов, И.Я.Товарь, А.Э.Турос, Г.М.Хуторецкий, Б.И.Фесенко и др.). Значительное внимание уделяется этим работам и за рубежом.

Настоящая работа посвящается разработке мероприятий по повышению мощности и надежности действующих генераторов. Теоретические и экспериментальные исследования автором проводились на протяжении ряда лет по генераторам в основном типа ТВ2-100-2 и ТВВ-200 в системе "Донбассэнерго". Работа содержит пять глав и четыре приложения.

В первой главе диссертации приведены основные эксплуатационные показатели энергооборудования. Выявлены некоторые типы турбогенераторов, по которым суммарные потоки отказов и неисправностей (ОиН) за первые годы эксплуатации были в 10-25 раз больше, чем по другим электромашинам системы, а из-за перегревов активных частей мощности каждого были ограничены в средней на 9,5-12Мвт. Это вызвало снижение располагаемой мощности в целом по энергосистеме на 500 Мвт.

Анализ ОиН помог определить наиболее уязвимые узлы генераторов (64-65% ОиН произошло из-за неисправностей маслосистем и уплотнений вала), характер изменения потоков и причин возникновения ОиН.

Для решения поставленной задачи автором рассмотрены пути повышения мощности и надежности эксплуатируемых генераторов.

Мощность энергосистемы может быть увеличена как непосредственным путем за счет ввода новых агрегатов $\sum_{k=1}^n P_k$ и повышения мощности действующих

$$\Delta P_{\Sigma} = \sum_{k=1}^n P_k + \sum_{k=1}^k P_k, \quad (1)$$

так и косвенным путем за счет уменьшения соответствующих частей технико-экономической категории запаса мощности (эксплуатационной, ремонтной и составляющей аварийного обеспечения) на величину ΔZ_{PT} .

$$\Delta Z_{PT} = \frac{\sum_{k=1}^n (\sum_{i=1}^n \Delta \delta_i n_i P_i^*)}{T_p} + \frac{\sum_{k=1}^k (\sum_{j=1}^k \Delta t_j^* n_j P_j^*)}{T_p} + \frac{\sum_{k=1}^k (\sum_{l=1}^k \Delta n_l^* P_l^*)}{T_p} + \frac{\sum_{k=1}^k (\sum_{m=1}^k \Delta m_m^* P_m^*)}{T_p}, \quad (2)$$

где $\Delta \delta_i$; Δt_j^* ; Δn_l^* ; Δm_m^* — уменьшение эксплуатационной недогрузки, продолжительности ремонта, количества ремонтируемых агрегатов и находящихся в аварийном состоянии; P^* — номинальная мощность агрегата; T_p — период года, в течение которого значение запаса мощности остается практически неизменным.

Полученная при этом величина запаса мощности (2) может быть использована для покрытия части нагрузки потребителей.

Задачей настоящего исследования является повышение эффективности действующих турбогенераторов.

Увеличение мощности названных выше генераторов предусмотрено осуществить в основном за счет интенсификации систем охлаждения.

Повышение надежности генераторов возможно путем сокращения периода приработки оборудования, реконструкции повреждаемых узлов, особенно маслосхем, уплотнений вала, контактных колец, шинопроводов и другого уязвимого оборудования. Наряду с отмеченным, повышение надежности генераторов может быть достигнуто особенно за счет разработки и широкого внедрения экспресс-испытаний, профилактических проверок, испытаний по выявлению витковых замыканий, обеспечению надежности генераторов даже с ослабленной изоляцией обмоток роторов.

Во второй главе рассматриваются пути увеличения мощности действующих генераторов за счет интенсификации систем охлаждения.

Повышение мощности генератора при неизменных условиях охлаждения приводит к дополнительному перегреву его активных частей и в первую очередь обмоток. На примере обмотки ротора, исходя из

неизменности предельно допустимых температур, приводится анализ путей увеличения теплоотвода. Для генератора косвенного охлаждения установлено общее выражение температурного градиента обмотки ротора:

$$\Delta t_r = \frac{Q_2(\delta_1 + \delta_2)}{\lambda_1 \lambda_2} + \gamma Q_2 \left\{ \frac{l_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{F \lambda_{газ} [\gamma_0 (1+p) c_p]^{0,8}} \right\} + \frac{Q_1 + \Delta \gamma Q_2}{c_p L}, \quad (3)$$

где $Q_2; \gamma Q_2; Q_1$ - потери в обмотке ротора, суммарные в роторе, в вентиляторе; A - поперечное сечение теплового потока от меди и стали; $\delta_1; \delta_2; \delta_{ст}$ - толщины изоляции и зазоров, средняя длина распространения теплового потока в стали; $\lambda_1; \lambda_2; \lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности изоляции, охлаждающей среды, стали ротора и результирующий от охлаждаемой поверхности; F - поверхность охлаждения; γ_0 - удельная плотность газа при атмосферном давлении; p - избыточное давление водорода; L - расход газа; $c_p; c_v$ - удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и объеме.

Анализ выражения (3) показывает, что значительно снизить общий градиент нагрева обмотки ротора можно за счет уменьшения температурного перепада от поверхности активных частей к охлаждающей среде и снижения предварительного нагрева охлаждающей среды (третий и четвертый члены формулы). Это достигается в основном путем повышения давления (расхода) газа, которое для генераторов косвенного охлаждения дает возможность увеличить мощность не более чем на 30%. Некоторое увеличение рабочей нагрузки генератора получается за счет снижения температуры охлаждающей среды. В работе приводятся наши рекомендации по снижению температуры холодного газа, а вместе с этим и температур активных частей машины. Важнейшими из них являются: реконструкция крепления и уплотнения охладителей, а также изменение дренажной системы машины для ликвидации пара и иных потоков неохлажденного газа; повышение охлаждающей способности газоохладителей за счет увеличения расходов воды и газа; методы поддержания трубок охладителей в (практически) чистом состоянии; внедрение способов целесообразного распределения воды по секциям охладителей и другие.

На основании формулы (3) и указанных факторов нами выполнены исследования путей увеличения мощности синхронных машин воздушного охлаждения без реконструкции обмоток (уменьшением эргодинамическо-

го сопротивления отдельных участков и всего цикла вентиляции машины, повышением расхода воздуха за счет реконструкции узла вентилятора и снижения суммарного аэродинамического сопротивления; поддержанием в нормальном состоянии быстрозагрязняемых элементов цикла вентиляции, устранением непродуктивных потоков охлаждающего воздуха, увеличением результирующего коэффициента теплоотвода с поверхности путем снятия утолщенной лаковой пленки и др.). Реализация рассмотренных методов дает возможность увеличить располагаемую мощность этих машин на 10-20% и более.

Подробно рассмотрены возможности увеличения мощности генераторов ТВ2-100-2 с поверхностным и ТГВ-200 с форсированным водородным охлаждением. Приведены значения перепадов температур на отдельных участках теплового пути и допустимых плотностей тока в обмотках в зависимости от изменения избыточного давления водорода. Повышение давления водорода признано основным, технически простым способом увеличения мощности этих генераторов.

При форсированном охлаждении практически отсутствуют перепады температур в изоляции обмоток и в стали, поэтому эффективность повышения давления водорода значительно возрастает.

Установлено, что за счет повышения давления водорода с 0,03 до 2,05 ат (далее и далее давление избыточное) и выполнения ряда рассмотренных выше мероприятий располагаемая мощность генераторов ТВ2-100-2 может быть увеличена на 28%, а генераторов ТГВ-200 - на 12-15 % за счет повышения давления с 3 до 4 ат. В диссертации приведены характеристики предельных мощностей обоих типов генераторов.

Исследовано также состояние нагрева и способы повышения пропускной способности элементов цепи генератора (системы возбуждения, шинпроводов, повышающих трансформаторов). В зависимости от особенностей каждого из элементов снижение нагрева может быть достигнуто за счет уменьшения дополнительных потерь, увеличения отводимых потерь или одновременно двумя способами.

Количество потерь, отводимых охлаждающим воздухом от указанных элементов, может быть определено по выражению:

$$Q_{отв} = (t_1 - t_2) \alpha_3^* L', \quad (4)$$

где t_1 - температура на поверхности элемента; t_2 - температура охлаждающего воздуха; $\alpha_3^* = \alpha_k F$ - удельная теплоотдача конвекцией; L' - расход охлаждающего воздуха.

Из (4) следует, что при неизменном количестве выделяемых потерь температуру рассматриваемых элементов можно снизить повышением удельной теплоотдачи и расхода охлаждающего воздуха.

В диссертации приведены способы повышения пропускной способности названных элементов на 10-15%. Предложенными и апробированными наиболее эффективными способами являются: правильный подбор электрощеток по омическому сопротивлению, марке, физическим и конструктивным данным; улучшенное размещение щеткодержателей по поверхности контактных колец и повышенная охлаждаемость рабочих поверхностей; снижение контактного нажатия за счет уменьшения количества электрощеток и меньшего их прижима; нарезка рабочих поверхностей электрощеток и контактных колец; снижение потерь в металлических конструкциях шинопроводов; выполнение усиленной естественной и принудительной вентиляции, особенно перегреваемых участков; раздвижка и пространственное расположение шин пакета; водопульверизационная обдувка радиаторов трансформаторов и др. Реализация названных мероприятий позволила устранить ограничения по выдаче в сеть увеличенной мощности блока.

Третья глава посвящена повышению надежности генераторов.

Подробно выполнен анализ причин возникновения ОИИ и возможных путей снижения повреждаемости. Установлено, что наибольшая повреждаемость присуща масляемому уплотнению вала, системе возбуждения, изоляции обмоток и шинопроводам. Исследована эксплуатационная надежность энергооборудования и определены пути уменьшения соответствующих частей резерва мощности.

В работе приведены разработанные нами апробированные мероприятия, внедрение которых повысило надежность основных элементов генератора в 10-20 раз. К ним относятся: изменение схемы включения маслонасосов и монтаж АВР; сальниковая защита уплотнений вала маслонасосов; реконструкция предвзвешенных бачков ВП-I; изменение режима работы маслоочистки с перерегулировкой регуляторов; замена вакуумнасосов инжекторами; отдулигодный конденсатор масла; улучшенная конструкция маслофильтров; устройство газозвездобезопасности; внедрение инжекторной установки в качестве сдвигшего горячего резерва в масляемому уплотнению вала, в инжектора - основным источником в схеме и торцовому уплотнению; разработка и внедрение параллельной и параллельно-последовательной систем

демпферного бака; улучшенные конструкции уплотнений вала кольцевого и торцового типа; создание нужного числа надежных маслоисточников и многое другое.

Исследованы основные ремонтные факторы надежности и пути освобождения части ремонтной составляющей резерва мощности. Как правило, плановые напремонты оборудования проводятся в период спада нагрузки. Однако небольшую часть агрегатов ремонтируют непланово даже в максимум нагрузки.

Если из числа C отремонтированных за год агрегатов во время максимума нагрузки находится в ремонте C_m (причем $C \gg C_m$), то вероятность ремонта в это время однотипных агрегатов может быть определена по закону Пуассона:

$$M_{C_m}^C = \frac{(mC)^{C_m}}{C_m!} \cdot e^{-mC}, \quad (5)$$

где m - вероятность нахождения агрегата в ремонте за год.

Годовая недовыработка энергии генераторов за время напремонта определяется выражением:

$$\frac{P_n^*(t_p - \Delta t_p)}{t_p + \Delta t_p + t_p - \Delta t_p} \cdot 8760, \quad (6)$$

где P_n^* - номинальная мощность генератора; $t_p, \Delta t_p$ - время ремонта и его сокращение; $t_p, \Delta t_p$ - межремонтный период и его удлинение.

Анализ формулы (6) и других ремонтных факторов показывает, что уменьшение годовой недовыработки энергии генератором достигается за счет удлинения межремонтного периода, уменьшения трудозатрат (сокращения численности персонала), а по мощности, экономичным агрегатам или ремонтируемым в период максимума нагрузки - за счет уменьшения времени ремонта.

На основании совместного решения уравнений по определению затрат на напремонт, стоимости энергии, вырабатываемой генератором за межремонтный период, стоимости ущерба за счет простоя агрегата и других составляющих нами выведено уравнение по определению межремонтного периода:

$$e^{-a_1 t_p} + \frac{c b_2}{\gamma a_1} e^{-a_1 t_p} = \frac{c}{\gamma} + \frac{a_2 + a_3}{b_2} - e^{a_1 t_p} \left(\frac{a_1 + a_2}{b_2} \right) - a_1 \gamma t_p, \quad (7)$$

В этом уравнении использованы следующие величины: b_m - параметр износа оборудования; γ' - определитель снижения мощности блока; c - себестоимость электроэнергии; α_2 - приведенная норма эксплуатационных расходов; α_3 - то же, удельная составляющая увеличения стоимости производства и передачи энергии; α_4 - то же, удельная составляющая ущерба за счет проведения ремонта в максимум нагрузки; α_5 - то же, коэффициент амортизационных отчислений.

Из выражений (7) определяется эффективный межремонтный период $t_{p,эф}$ и период для обычно проводимого капитального ремонта.

Из анализа (6,7) следует, что суммарные затраты на проведение ремонта уменьшаются с сокращением его времени в максимум нагрузки или ремонта экономичного оборудования, а время предстоящего ремонта зависит от межремонтного периода и может быть по нему определено.

Аналогично по формуле (7) могут быть определены нормальное и эффективное время ремонта, эффективные трудозатраты.

Величины, входящие в выражение (7), имеют сложные зависимости, определение которых требует целевых исследований. Здесь приведен только подход к решению названных задач.

Расчеты, произведенные по усредненным системным данным для исследуемых генераторов, показали, что эффективный межремонтный промежуток $t_{p,эф}$ намного больше нормируемого промежутка T_p , а эффективное время ремонта $t_{p,эф}$ до 1,5-2,5 раз меньше нормированного времени T_p .

Приблизить нормируемые значения T_p и $T_{кр}$ и эффективный $t_{p,эф}$ можно с помощью профилактических проверок и экспресс-испытаний. Однако даже в течение фактического периода T_p происходят отказы узлов оборудования, обусловленные различной интенсивностью их физического износа. Количество отказов можно уменьшить текущими ремонтами и профилактическими восстановительными проверками.

Промежуток между профилактическими проверками определяется из выражения (8), полученного из совместного решения уравнений, определяющих интенсивность существующего и нового потока отказов, эффективность профилактических проверок и другие факторы:

$$T_{пп} = \frac{1}{h_{гс} + (k_a + a_{гс} - 1) \frac{h_{гс} T_p - 1}{a_{гс} T_p}}, \quad (8)$$

где $n_{\text{от}}$ - поток отпазов и неисправностей в единицу времени;
 $k_{\text{от}}$ - коэффициент снижения потока отпазов; $\alpha_{\text{уп}}$ - показатель устранения очагов неисправностей.

Из (8) можно определить эффективный промежуток между профилактическими проверками.

Так как надежность узлов генератора (уплотнений вала и системы маслоснабжения) зависит от ряда изменяемых и взаимосвязанных величин, то профилактические проверки целесообразно проводить при появлении признаков наращивания очагов отпазов:

а) возрастание температуры вала или уплотнения на $5-8^{\circ}\text{C}$ выше рабочей, или более $70-75^{\circ}\text{C}$;

б) увеличение температуры сливного масла на $5-8^{\circ}\text{C}$ выше рабочей, или более $67-70^{\circ}\text{C}$;

в) выявление признаков загрязнения, обводнения, резкого сокращения расхода масла или других явных ненормальностей.

Если отсутствуют признаки очагов повреждений узлов, промежуток между профилактическими проверками целесообразно рассчитывать экономическим путем по минимуму суммарного ущерба.

Здесь уделено также внимание экспресс-испытаниям, которые в состоянии: уточнить срок начала ремонта; определить узлы, нуждающиеся в быстрейшем восстановлении; исключить непроизводительные работы или подтвердить преждевременность ремонта.

Целесообразность экспресс-испытаний по сокращению времени ремонта $\Delta T_{\text{ис}}$ может быть выражена коэффициентом эффективности:

$$K_{\text{эф}} = \frac{\Delta T_{\text{ис}}}{T_{\text{ис}}} \quad \Delta T_{\text{ис}} > T_{\text{ис}} \quad (9)$$

Важное место занимает испытания по выявлению некачественной изоляции электрических машин. Они имеют большое значение для удлинения работоспособности, повышения надежности агрегата и своевременной подготовки и замены обмоток машин. В диссертации приведено несколько разработанных нами апробированных методов по выявлению витковых замыканий в обмотках роторов синхронных машин (векторный потребляемой мощности, падения напряжения по катушкам и виткам с применением удлиненных щупов, импеданса на оборотах, комбинированной схемы) в действии предприятия по обеспечению надежной эксплуатации генераторов даже с ослабленной витковой изоляцией. Сущность мероприятий состоит в удлинении до нормальных размеров обмотки таких

готовов путем специального прогрева ее током возбуждения.

Выполнены исследования по снижению местных нагревов обмоток генератора за счет повышения давления водорода. Установлено, что повышение давления водорода, наряду с увеличением мощности генераторов, дополнительно приводит к снижению местных перегревов обмоток на 10-30%. Это повышает надежность изоляции обмоток в машин в целом.

В работе рассмотрено еще ряд вопросов, основными из них являются: обеспечение надежности узла токосъема, устройство газозарывобезопасности и другие.

В четвертой главе изложены разработки рациональных схем маслоснабжения и улучшенных конструкций уплотнений вала. Этим наиболее уязвимым узлам уделено значительное внимание в реферруемой работе.

На основе анализа заводских схем маслоснабжения и конструкций уплотнения вала вскрыты их основные недостатки и показана неработоспособность существующих систем маслоснабжения. Установлено, что нормальная работа уплотнений вала обеспечивается при наличии запорной масляной пленки между уплотняющим вкладышем подшипника и валом ротора в сочетании с необходимым охлаждением трущихся поверхностей.

Основным требованием, предъявляемым к любой конструкции уплотнения вала является поддержание непрерывного и стабильного потока масла, т.е. для всего узла уплотнения соответственно имеем:

$$Q_{н.под.} = Q_{1м} + Q_{2м} \quad Q_{1м} \neq 0. \quad (10)$$

Здесь $Q_{н.под.}$ - расход масла в маслопроводе до подшипника; $Q_{1м}$ - непродуктивный расход масла через конструктивные зазоры между корпусом и вкладышем подшипника; $Q_{2м}$ - полезный расход масла в рабочем зазоре между вкладышем подшипника и валом ротора, который должен быть больше минимально допустимого.

В эксплуатации затруднительно контролировать наличие стабильного потока масла нужного давления в рабочем зазоре уплотнения вала. Поэтому пользуются более простыми условиями: перепадом давления "масло-водород" и нагревом вкладыша уплотнения.

Безотказность работы уплотнения обеспечивается тогда, когда перепад давления "масло-водород" не менее минимально допустимо:

температура вклада уплотнения не превышает предельную.

Приведенные условия работоспособности относятся к обоим типам уплотнений вала (кольцевому и торцовому). Так как для заданной конструкции уплотнения нагрев вклада подшипника является функцией потока масла, а перепад давления масла на заданном участке практически пропорционален изменению его расхода, то вероятность нарушения стабильности потока масла, равна произведению вероятностей составляющих.

Изучая конструкции и особенности обоих типов уплотнений вала, находим, что вероятность неисправностей кольцевого уплотнения намного меньше, чем торцового. Однако эти условия зависят от конструктивных особенностей маслопровода и уплотнений вала, от четкости их работы, от качества масла. Даже после осуществления работоспособной конструкции уплотнения маслонабжение остается определяющим звеном, обеспечивающим безотказность совместно работающего узла. Это требование служит неотделимой частью создания нормальной работы уплотнения вала, особенно торцового типа.

Кольцевое уплотнение безразлично к осевым перемещениям вала генератора, оно более надежно при нарушении масляной пленки.

При расчете уплотнений удобнее пользоваться не расходами масла, а сечениями маслопроводящих каналов. В этом случае формула (10) с учетом обеспечения надежности примет вид:

$$S_{\text{мин}} > k_{\text{н}} S_1 + k_{\text{т}} S_2. \quad (\text{II})$$

где $k_{\text{н}}$; $k_{\text{т}}$ - коэффициенты, учитывающие гидравлические сопротивления маслопроводящих каналов; $S_{\text{мин}}$; S_1 ; S_2 - сечения соответствующих каналов.

Для кольцевого уплотнения вала генераторов ТБ2-100-2 нами определены значения коэффициентов $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{т}}$ и проверено условие работоспособности. Расчетами установлено, что не выполняются условия работоспособности переконструированных уплотнений вала кольцевого типа. Надежность работы этих уплотнений может быть обеспечена только после устранения направленного потока масла и уменьшения кольцевого зазора в сочленении вклада подшипника с валом ротора.

Важными технико-экономическими характеристиками уплотнения является расход масла на сторону водорода и расход водорода, присосываемый уплотнительным маслом.

Торцовое уплотнение вала на первый взгляд является более прогрессивным чем кольцевое, если при сравнении учитывать только расход масла в уплотнениях на сторону водорода. Исследованиями установлено, что между расходом масла и водорода имеется практически прямолинейная зависимость [1]. Эти данные позволяют, что более объективно сравнивать разновидности любой конструкции уплотнений вала не только по расходу масла на сторону водорода, но и с учетом расхода водорода из машины, уносимого уплотняющим маслом.

Нами выполнено сравнение конструкций уплотнения вала обоих типов с учетом описанных требований. Расчеты показали, что торцовое уплотнение генераторов ТВ2-100-2 с расходом масла на сторону водорода 2 л/мин менее эффективно кольцевого уплотнения с расходом масла, даже достигающим 14-15 л/мин и работающей маслоочисткой. Фактический расход масла в существующем уплотнении кольцевого типа составляет 4-6 л/мин. Более того, чистота водорода в генераторах с кольцевым уплотнением намного выше, чем в генераторах с торцовым уплотнением.

На основании приведенных исследований по обеспечению безотказной работы уплотнений вала разработаны технические требования к маслосхемам и уплотнениям вала.

В связи с недостатками заводских схем маслоснабжения генераторов ТВ2-100-2 и ТВ-200 нами осуществлена реконструкция этих схем с учетом предъявляемых к ним требований. Реконструкция выполнена по следующим узлам схемы: маслоотстойник, маслоочистка, регуляторы напорного масла, маслоохладитель, гидрозатвор, предохранительный затвор, система обработки масла, маслобаи.

Устранение эксплуатационных недостатков уплотнений вала осуществлено нами за счет улучшения их конструкции с выполнением основных условий работоспособности. В частности, по кольцевому уплотнению вала генераторов ТВ2-100-2 уменьшен аксиальный зазор в сочленении вкладыша и корпуса уплотняющего подшипника с 0,25-0,4 до 0,05-0,06 мм, а радиальный кольцевой зазор между расточкой вкладыша подшипника и валом ротора - с 0,5-0,6 до 0,08-0,1 мм. Это позволило устранить непродуктивный поток напорного масла и создать надежную запорную пленку в рабочем зазоре уплотнения. Уменьшение осевого зазора между вкладышем и корпусом уплотнения выполнено по разработанным нами нескольким вариантам.

В уплотнениях вала торцового типа генераторов ТРВ-200 стальные парншевые кольца заменены резиновыми и уменьшен зазор между вкладышем и корпусом уплотнения.

В диссертации приведен разработанный нами расчет надежности маслосхем и их узлов. Схемы преобразованы в логические модели. В основу расчета положены известные выражения из теории вероятности. При расчете вероятностей безотказной работы и отказа по предложенным нами формулам учтена последовательность ввода резерва и несовместимость одновременной работы нескольких маслоисточников. Приведен анализ безотказной работы известных разновидностей узлов маслоисточников, как основных органов схемы маслоснабжения.

Для оценки различных моделей схем произведено сравнение вероятности безотказной работы отдельных узлов и схем маслоснабжения в целом. Оценка выполнена по показателю надежности:

$$K_p^{a-k} = \frac{P_p^a}{P_p^k} \quad (12)$$

где P_p^a ; P_p^k - суммарный определитель надежности сравниваемых a -го и k -го узлов (полных схем) расчетной модели.

В сравнительных расчетах надежности, результаты которых приведены сокращенно в таблице, использована исходная информация, полученная на основании опыта эксплуатации и статистических данных.

Из расчетов следует, что для кольцевого уплотнения вала наиболее надежной является схема вливания маслоисточников по варианту "д" с показателем надежности 2,47-3,47 при паузе рабочего источника I сек, для торцового уплотнения - по варианту "к" с показателем надежности 2,705.

Сравнение результатов расчета надежности маслосхем показало, что надежность реконструированных схем выше надежности заводских схем генераторов ТР2-100-2 с кольцевым уплотнением примерно в 4 раза, а для генераторов ТРВ-200 с торцовым уплотнением - в 8 раз. Разработанные нами маслосхемы, наряду с повышенной надежностью, включают в себя элементы газозащитной безопасности.

В пятой главе описывается реконструкция действующих генераторов и даны основные результаты испытаний.

Таблица

Обозначение варианта схемы	Краткое описание варианта схемы	Вероятность надежности при $\tau = 1$ сек	Значение показателя надежности при пере- рыве маслоснабжения (τ) от рабочего источника		
			1 сек	5 сек	5 мин
а	Два насоса без АВР	0,95			
б	Два насоса без АВР и напорная линия (I)	1,94	2,04	2,04	2,04
в	Два насоса с АВР	1,32	1,396	1,00	1,00
г	Два насоса с АВР и напорная линия (I)	2,32	2,436	2,04	2,04
д	Два насоса с АВР, следящая инжекторная установка и напорная линия (2) или (I)	3,55- 2,35	3,47- 2,471	3,25- 2,075	3,25- 2,075
е	Инжектор и один насос с АВР	1,37	1,436	1,04	1,04
ж	Инжектор и два насоса с АВР	1,6	1,675	1,04	1,04
з	Три насоса с АВР	1,35	1,418	1,00	1,00
и	Инжектор, нормальный демпферный бак и два насоса с АВР	2,57	2,705	2,08	1,04
к	То же, с демпферным баком продолжительного питания	2,57	2,705	2,08	2,08
л	Три насоса с АВР и нормальный демпферный бак	2,32	2,449	2,03	1,00
м	То же, с демпферным баком продолжительного питания	2,32	2,449	2,03	2,03

Чтобы повысить давление водорода в исследуемых генераторах, нами предварительно были решены следующие основные задачи: определение величины запаса механической прочности корпуса машины и наиболее уязвимых элементов газо-масляной схемы, упрочнение рядов узлов и соединений с недостаточным запасом прочности, уплотнение

корпуса генератора и газовой системы. Была определена возможность и исследована надежность работы уплотнений вала с малыми зазорами. Наряду с отмеченными, реконструированы маслосхемы в соответствии с разработанными требованиями, выполнены устройства газозрывобезопасности, улучшена конструкция уплотнения вала. Нами проведено решение этих задач при реконструкции 40 генераторов ТВ2-100-2 и ТГВ-200 системы "донбассэнерго". Одновременно реконструированы элементы цепи генератора, которые ограничивали выдачу увеличенной мощности блока.

На первых агрегатах проверялись различные варианты реконструкции ряда элементов. Затем, по сравнительной оценке, более надежный и простой вариант внедрялся на остальных машинах.

После завершения реконструкции проведены испытания генераторов. В результате получено следующее:

Оптимальное давление водорода в генераторах ТВ2-100-2 равно 1,0-1,2 ат. Однако при существующей системе охлаждения целесообразно повышать давление еще до 1,7-2 ат. Оптимальное давление водорода в генераторах ТГВ-200 составляет 3,6-3,8 ат и его целесообразно повышать до 4 ат. Номинальная и располагаемая мощность реконструированных генераторов типа ТВ2-100-2 при давлении водорода 1,5-2 ат равна 114 мвт с $\cos\varphi=0,85$, а генераторов ТГВ-200 при давлении 4 ат - 220 мвт. При этом наибольшие рабочие температуры активных частей получаются ниже предельно допустимых на 5-20°C.

Выполненное нами сравнение кольцевого и торцового типов уплотнения вала генераторов ТВ2-100-2 показало, что наиболее целесообразным является уплотнение кольцевого типа.

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрены пути увеличения мощности генераторов. Результаты исследований показали, что мощность действующих генераторов целесообразно увеличивать за счет повышения давления водорода (для генераторов ТВ2-100-2 с 0,03 до 1,5-2 ат, а ТГВ-200 с 3 до 4 ат), увеличения расхода охлаждающего воздуха в генераторах воздушного охлаждения и внедрения других мерприятий, описанных в гл.1. Это позволяет повысить мощность генераторов с воздушным охлаждением на 10-20%, генераторов ТВ2-100-2 на 28% и ТГВ-200 - на 12-15%.

2. Показана возможность увеличения мощности энергосистемы за счет снижения необходимого запаса мощности эксплуатационного, ремонтного и аварийного обеспечения.

3. Рассмотрены мероприятия, обеспечившие увеличение в 1,1-1,5 раза пропускную способность элементов цепи генератора. Эти разработки могут найти применение и для современных генераторов ТВФ, ТТВ, ТВМ, ТВВ.

4. Исследованы основные вопросы ремонта электросилового оборудования и проработаны пути установления оптимальных значений межремонтного периода, времени ремонта, промежутка между профилактическими проверками. Показана целесообразность применения экспресс-испытаний и качественного проведения профилактических проверок. Это позволяет уменьшить трудозатраты на ремонт, удлинить межремонтный период и сократить время ремонта оборудования.

5. Разработаны и внедрены в производство несколько методов по выявлению витковых замыканий в обмотке ротора генератора, а также мероприятия по повышению надежности эксплуатации генераторов даже с витковыми замыканиями.

6. Предложено и внедрено устройство по обеспечению газозрывобезопасности в районе главного маслобама турбины.

7. Основные исследования проведены по маслосхемам и уплотнениям вала генераторов. Разработаны требования безотказной работы, методы расчета надежности отдельных узлов и схем маслоснабжения в целом. Внедрены новые, более надежные схемы маслоснабжения и улучшенные конструкции уплотнений вала.

8. После выполнения этих улучшений генераторы ТР2-100-2 с кольцевым уплотнением вала работают надежно в течение более 15 лет. Безотказный период работы кольцевого уплотнения вала генераторов ТР2-100-2 энергосистемы составляет 350 генератор-лет. Повышена также надежность генераторов ТТВ-200 и других обследованных машин.

9. Внедрение результатов исследований позволило увеличить мощность системы "Донбассэнерго" на 1300 Мвт. Экономический эффект от внедрения разработок превышает 150 млн. руб.

Основное содержание диссертации приведено в следующих публикациях автора:

1. Повышение мощности генераторов. Изд. "Техника". Киев, 1965.
2. Опыт пуска и эксплуатации турбогенераторов типа ТТВ-200. Изд. "Энергия". 1967.

3. Повышение мощности и увеличение надежности турбогенераторов ТГВ-200. Изд. "Техника. Киев, 1968.

4. Сборник статей. "Передовые методы ремонта электрических машин". Изд. "Энергия". 1965.

5-21. "Электрические станции". 1958, № 4; 1959, № 9; 1960, № 6; 1961, № 3; 1962, № 1, № 3, № 4, № 8, № 9; 1963, № 4, № 5; 1964, № 8; 1966, № 10, № 11; 1968, № 8, № 12; 1971, № 4.

22. Известия вузов СССР "Энергетика". 1960, № 9.

23. Изоляция электрических машин. Выпуск У1. ЦНИИТИ, 1961.

24-27. "Энергетика и электротехническая промышленность". 1961, № 1, № 2, № 4; 1965, № 1.

28. "Энергетика и электрификация". 1968, № 8.

29-32. "Энергетик". 1964, № 11; 1968, № 11; 1969, № 1, № 10.