

УДК 621.311

РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

Кожановский К.В.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Карницкий Н.Б.

Основной задачей всех энергетических предприятий, которые вырабатывают электрическую мощность, распределяют и доводят её до потребителя является бесперебойное снабжение потребителей электроэнергией высокого качества.

Качество к поддержанию частоты в энергосистемах в стандартных и аварийных режимах должно соответствовать требованиям многочисленных директивных документов.

При нормальных режимах работы частота питающей сети напряжения изменяются незначительно и не могут вызвать существенных изменений также в работе основного и вспомогательного оборудования тепловых электростанций.

Однако, при авариях в энергосистеме и отсутствии резерва генерирующих мощностей возможно значительное снижение частоты в энергосистеме, а также на шинах собственных нужд электростанции. Реакция оборудования ТЭС в условиях изменения частоты может быть весьма различной как для основного оборудования, так и для вспомогательного.

Анализ работы механизмов собственных нужд в этих аварийных режимах показывает, что понижение частоты и напряжения на собственные нужды наиболее сильно проявляется в снижении напора и изменении производительности питательных электронасосов, что может привести к отключению котлов от пуска воды в барабанах, ложных срабатываний защит от перепитки котлов.

При снижении частоты вращения паровых турбин, у которых главный масляный насос, как правило непосредственно связан с ротором турбоагрегата, происходит понижение давления напорного масла, что в свою очередь сказывается на поведении элементов систем защитных органов и регулирования.

Следует иметь ввиду, что паровая турбина как один из субъектов многочисленных звеньев энергетического производства по своим прочностным характеристикам лопаточного аппарата тоже является лимитирующим звеном при существующих изменениях частоты в энергосистеме.

По ГОСТ 13109-87 изменение частоты в энергосистеме допускается в пределах $50 \pm 0,2$ Гц, а в после аварийных режимах допускается отклонение частоты от плюс (+) 0,5 Гц до минус (-) 1 Гц.

Питательные насосы в аварийных режимах снижения питающей частоты резко снижают свою производительность напор; так применяя формулы подобия можно рассчитать зависимость производительности насоса и напора при снижении частоты вплоть до прекращения питания котла водой.

Мощность, потребления питательных насосов определяется:

$$N_{пэн} = \frac{G_{п.в.} * H_{пэн}}{3600 * 102 * \eta_{нас}} \text{ (кВт)};$$

В зависимости от отклонения числа оборотов, от номинального ($n_{н\text{ю}м}$) производительность ($G_{п.в.}$) изменяется пропорционально снижению числа оборотов, а напор ($H_{пэн}$) квадрату этого снижения.

$$G_{п.в.} = G_{п.в.}^{н\text{ю}м} * (n' / n_{н\text{ю}м}), \text{ м}^3 / \text{ч}$$

$$H_{пэн} = H_{пэн}^{н\text{ю}м} * (n' / n_{н\text{ю}м})^2, \text{ м.ст.жс.}$$

Также в аварийных режимах происходит снижение напряжения на шинах собственных нужд, что усугубляет протекание аварийной обстановки.

Системы регулирования турбин должны обеспечивать работу турбины в регулировочном диапазоне, а также при ликвидации дефицита мощности в энергоузле путем воздействия на регулирующие клапана привести в соответствие паровую мощность турбины с электрической мощностью (мощностью потребителя).

Если современные мощные конденсационные блоки оснащаются необходимым комплексом средств управления и электрической частью регулирования для обеспечения требуемых маневренных характеристик, то паровые турбины с поперечными связями блочные теплофикационные турбины не имеют таких средств и аварийных режимах изменения частоты работают только за счет работы регулирования скорости частоты вращения, а на некоторых типах турбин и с привлечением дифференциаторов. Предполагается, что дифференциатор – это регулятор ускорения.

Применяемая конструкция дифференциатора на паровых турбинах ПО ЛМЗ имеет две модификации по принципу работы: астатические и пропорциональные.

Ряд тяжелых аварий, протекавших с глубоким снижением частоты показал, что работа элементов защиты и регулирования турбин приводит к дополнительному снижению нагрузки, усугубляя дефицит активной мощности, что и приводит к останову тепловых электростанций.

Проводимая работа в Белорусской энергосистеме в настоящее время работа по экономии топлива на ТЭЦ практически ликвидирует “конденсационные потоки и конденсационную мощность”, что в свою очередь сокращает возможность маневренности ТЭС в аварийных режимах.

1. Задачи по исследованию работы системы регулирования турбин при изменении частоты в энергосистеме.

В связи с тем, что в энергосистеме Республики Беларусь отмечались случаи резкого изменения частоты электросети, что в свою очередь усугубляет первоначальный либо дефицит, либо избыток активной мощности, и это в отдельных случаях приводило к полному останову тепловых электростанций, было решено провести работы по исследованию систем регулирования при аварийных изменениях частоты в энергосистеме.

Цель данной работы заключается в проведении исследования на различных по конструктивному исполнению систем регулирования частоты вращения, системах масло снабжения рабочей жидкостью при изменении частоты электрической сети.

Так как в энергосистеме установлено большое количество турбин с регулируемыми отборами пара необходимо также оценить влияние регуляторов отбора пара к тепловым потребителям на протекании динамических процессов при изменении частоты, связанных со сбросом электрической нагрузки.

Исследования производились на:

турбине ПТ-60-130 ЛМЗ, у которой главный маслонасос(ГМН) находится на валу турбины; конструктивно применен “идеальный” регулятор скорости вращения; имеются регуляторы давления пара в промышленном и теплофикационном отборах пара; в системе запроектирован дифференциатор с астатическим исполнительным золотником, воздействующим на регулирующие клапаны.

В связи с невозможностью непосредственного проведения эксперимента с изменением частоты в энергосистеме, настоящие исследования ориентированы на получение характеристик отдельных узлов и систем регулирования в зависимости от частоты вращения и сопоставления этих характеристик, снятых на остановленной турбине и холостом ходу турбины с изменением числа оборотов.

Изначально исследуем поведение стопорных клапанов в зависимости от изменения давления напорной (рабочей) жидкости в САР.

Стопорные клапаны всех типов турбин, предназначенные для прекращения доступа пара в турбину при аварийных ситуациях, по принципу действия являются односторонними и должны обеспечить надежное функционирование даже при потере давления рабочей жидкости.

Однако, при глубоком снижении частоты, а значит при падении давления рабочей жидкости и при взаимодействии непосредственно на паровые клапаны давления свежего пара, может происходить прикрытие вплоть до полного закрытия стопорного клапана.

Усилители, применяемые в гидравлических системах регулирования, как правило выполняются по принципу дифференциального поршня, что означает, что в случае изменения напорного давления изменение положения этих усилителей не должно происходить. Положение регулирующих клапанов зависит от конструктивного выполнения гидравлических связей, а также системы маслоснабжения рабочей жидкостью и конструкции усилителей САР главных сервомоторов регулирующих клапанов.

2. Определение характеристик насосов рабочей жидкости систем регулирования турбин.

Также снижение числа оборотов приводит к изменению давления напорного масла (рабочей жидкости), что вызовет изменение положения регулятора скорости и регулирующих органов системы регулирования.

Уменьшение частоты вращения приводит к открытию регулирующих клапанов за счет работы регулятора скорости, а снижение давления напорного

масла в САР может привести к нерасчетному перемещению на закрытие регулирующих клапанов, а также стопорных клапанов.

Насосная группа Уральского турбинного завода, состоящая из ГМН, непосредственно насаженного на вал турбины и безрасходного насоса – импеллера, который является фактически датчиком оборотов регулирования скорости. Насосная группа жестко присоединяется к ротору турбины, а для возможной компенсации перемещения вала насосной группы конструктивно установлены “плавающие” уплотнения с подводом уплотняющего масла как из системы регулирования, так и из системы смазки.

ГМН развивает давление на номинальной частоте равно 14 кгс/см^2 .

Такое проектирование турбин ПО ЛМЗ говорит о том, что резкое падение давления напорного масла при увеличении расхода (вплоть до сбросов электрической нагрузки) не следует ожидать, а величина напорного давления будет зависеть в большей степени от частоты вращения ротора турбины. Тем более, что слив из сервомоторов у все САР направлен на всас ГМН.

3. Испытание системы управления стопорными клапанами при изменении частоты в энергосистеме.

Стопорные клапаны всегда по конструкции являются одностороннего действия, т.е. под поршнем подводится рабочая жидкость, а над поршнем устанавливается система пружин. В такой конструкции в случае исчезновения давления масла приводимый клапан закрывается.

Результаты испытаний стопорных клапанов всех вышеперечисленных типов турбин показали следующее:

Согласно снятой характеристике, клапан начинает закрываться при падении давления под золотником равным $16,5 \text{ кгс/см}^2$. Эта величина давления соответствует частоте вращения ≈ 2760 об/мин или 46Гц.

При падении давления ниже рабочей жидкости ниже 24 кгс/см^2 начинают прикрываться автозатворы ЧВД, что значительно ниже величины 30 кгс/см^2 (которая соответствует частоте сети 2700 об/мин или 45Гц).

Стопорные клапаны промперегрева начинают закрываться при давлении под золотником 20 кгс/см^2 , что ниже, чем для автозатвора ЧВД.

Из приведенного анализа видно, что у турбины ПТ-60-130 настройка золотника стопорного клапана допускает начало прикрытия АЗ при частоте 46Гц. Отсюда можно сделать вывод, что стопорный клапан как правило не сможет усугубить аварийное снижение частоты путем закрытия пружин автозатвора.

4. Испытание системы регулирования клапанами, регулирующими клапана при изменении частоты в энергосистеме.

Как указывалось, выше, снижение частоты и, значит снижение давления рабочей жидкости (масла) для двухсторонних гидравлических золотников типа дифф. поршня, в которых масло подводится к поршню с двух сторон не должно вызывать существенного изменения положения сервомоторов в этой ситуации. Так при изменении напорного давления в системе регулирующих клапанов ЧВД-ЧСД меняет свое положение от 280 мм до 275 мм (при промзолотнике на

верхнем уровне) и от 180 мм до 175 мм (при промежуточном положении промзолотника).

В том случае, если в системе управления регулирующими клапанами имеют место односторонние сервомоторы, линии управления не имеют чисто гидравлических связей (обратная связь осуществляется за счет изменения сжатия пружин), то в таких системах следует ожидать, что при изменении давления напорного масла (изменение оборотов) возможны значительные изменения положения регулирующих клапанов.

САР турбины К-300-240 имеет односторонние сервомоторы регулирующих клапанов, в буксе промзолотника также обратная связь осуществляется односторонним усилителем с пружинкой; насосы рабочей жидкости питаются от электросети.

Испытание САР турбины К-300-240 проводилось при переменном давлении жидкости Иввиоль. При снижении давления Иввиоля, клапаны будут прикрываться. В этом случае только мобилизация регулятора скорости (в случае снижения числа оборотов регулятора скорости будет восстанавливать положение регулирующих клапанов) ликвидирует прикрытие клапанов.

Допустимый диапазон изменения частоты (до 2700 об/мин) регулятор скорости путем закрытия окон будет компенсировать падение давления напорного давления Иввиольных насосов.

5. Влияние включенных регуляторов отбора на заброс оборотов при сбросе электрической нагрузки.

Конструктивно в системе регулирования ход любого регулятора давления в производственном или теплофикационном отборе рассчитывая так, чтобы обеспечить взятие расчетных тепловых нагрузок в отборы.

При изменении давления в отборе головка регулятора давления отбора изменяет свое положение, вызывая смещение суммирующего золотника этого отбора, что приводит к перемещению сервомоторов регулирующих клапанов. При падении давления в отборе происходит дополнительное открытие клапанов ЧВД и прикрытие клапанов ЧСД или ЧНД, тем самым сохраняя величины электрической нагрузки.

В динамических режимах при сбросах электрической нагрузки при закрытии клапанов ЧВД регулятором скорости происходит падение давления в отборе, что в свою очередь вызовет перемещение суммирующего золотника данного регулируемого отбора, затем и воздействие на открытие клапанов ЧВД для мнимого поддержания давления.

Дополнительное открытие ЧВД вызывает повышение числа оборотов, а это в свою очередь приводит к перемещению регулятора скорости, чтобы обеспечить поддержание холостого хода после сброса и прикрытия ЧВД. Этот процесс происходит до тех пор, пока регулятор давления отбора пара не выбирает свой геометрический ход на поддержание давления. Затем регулятор скорости обязан обеспечить режим холостого хода, но заброс оборотов и статическое установившееся число оборотов после сброса электрической нагрузки должно быть выше, чем это было бы обусловлено долей только степени неравномерности регулятора.

Согласно передаточных отношений от хода регулятора скорости к сервомотору ЧВД такое дополнительное открытие ЧВД потребует определенное повышение оборотов, чтобы компенсировать дополнительное открытие и удержание турбиной холостого хода. Для турбины ПТ-60-130 в случае минимального П-отбора прирост оборотов в статистике составит 95 об/мин, а для тех же условий работы Т-отбора прирост статического числа оборотов будет 35 об/мин. В случае, если заброс будет минимальным, а статическое число, установившееся число оборотов будет определяться долей степени неравномерности регулятора скорости.

6. Работа турбоагрегата и системы регулирования при аварийных отклонениях частоты и мощности.

Электрическая мощность, отдаваемая синхронным генератором, изменяется в зависимости от изменения угла Θ (угол между поперечной осью машины и напряжением сети) по синусоидальному закону.

$$N_{эл} = \frac{E * U_c}{X_{рез}} * \sin \Theta ;$$

где U_c - напряжение на шинах приемной сети;

E – ЭДС генератора;

$X_{рез}$ - результирующее сопротивление электропередачи.

Механическая мощность турбины $N_{турб}$ определяется степенью открытия клапанов (поступление пара в турбину при постоянных параметрах турбину) при постоянных параметрах пара до и после турбины.

В стационарных режимах мощность турбины и электрическая мощность генератора уравновешены, т.е. $N_{эл} = N_m$.

Если мощность турбины N_m увеличилась, воздействуя на регулирующие клапана, то электрическая мощность изменяется по синусоидальному закону. Если мощность механическая медленно изменяется, то электрическая не будет значительно отличаться от механической и равновесное состояние наступит при большем угле Θ .

Однако, если увеличение механической нагрузки произойдет толчком, то ротор турбоагрегата отклонится на угол, превышающий статическое равновесие. Ротор получит ускорение.

Характер изменения механической мощности в около стационарных режимах зависит от скорости открытия клапанов при неизменных параметрах пара и от изменения давления по проточной части.

При резком возмущении электрической мощности характер изменения мощности носит волнообразный, колебательный вид и зависит от колебания фазового угла. При больших отклонениях угла Θ , которые превышают 90° , электрическая мощность может стать отрицательной и ротор будет продолжать и дальше отклоняться от синхронного положения (на практике у эксплуатационников это явление называется выпадением из синхронизма), что вызовет асинхронные качения в системе. Для того, чтобы после толчка

нагрузки машина продолжала работать синхронно, максимальное значение угла смещения ротора не должно превышать $60 \div 70^\circ$.

В том случае, когда в системе происходит толчок нагрузки, то одновременно начинается переходный процесс к новому равновесному состоянию на всех генераторах системы.

При этом регуляторы скорости начнут воздействовать на регулирующие клапана, только по истечении времени, равного нескольким периодам электромеханических колебаний.

Для того, чтобы толчок нагрузки распределялся между отдельными агрегатами пропорционально их номинальной мощности необходимо, чтобы динамические свойства объекта и конструктивные инерционные данные, а также настройка системы регулирования отмечали требование постоянства производства:

$$\delta * T_a * T_s = const; \quad (1)$$

Где δ - степень неравномерности САР;

T_a - постоянная времени турбоагрегатов;

T_s - время сервомотора САР.

При выполнении требования (1) колебания обменной мощности между турбоагрегатами в системе при переходных процессах будет минимальными, что сократит время переходных процессов и повысит качество переходных процессов.

Однако, в современных турбинах большей мощности все более затруднительно становится обеспечить удовлетворительное протекание процесса регулирования при частичных и полных сбросах электрической нагрузки.

Увеличение мощности за счет повышения параметров свежего пара и за счет увеличения пропускной способности проточной части турбин, количество цилиндров, диаметр и длины лопаток последней ступени, неизбежно приводит к тому, что “время турбоагрегата” (время разгона турбины) неуклонно уменьшается.

С одной стороны, при увеличении параметров пара необходимо увеличивать перестановочные усилия, действующие на регулирующие клапана; одновременно уменьшая время непосредственно сервомоторов. Это в свою очередь приводит к необходимости создания мощных маслонасосов, наибольшая производительность которых используется только в момент максимального возмущения.

Одним из главных требований к САР по удержанию турбины на холостом ходу при полном сбросе электрической нагрузки.

Для этого в систему регулирования наряду с каналом по скорости частоты вращения вводится также импульс по ускорению. Введение регулирования по ускорению приближает переходный процесс после сброса нагрузки к характеру апериодического протекания процесса.

Для мощных конденсационных блоков с целью уменьшения динамометрического заброса оборотов эта задача решается путем установки электрической части системы регулирования (ЭЧСР).

ЭЧСР предназначена для уменьшения числа оборотов турбины до срабатывания центробежных выключателей при сбросе электрической нагрузки, также для улучшения приемистости турбоагрегата при нагрузке в энергосистеме.

Выводы

- Выполненная работа показала, что системы автоматических систем регулирования всех исследуемых турбин в общем отвечают требованиям, сформулированным в директивных материалах для работы в статическом и переходных режимах в диапазоне частот 50,5÷49Гц.

- При более глубоких снижениях частоты в энергосистеме вплоть до частоты 46 Гц стопорные клапаны (как односторонние сервомоторы) не закрываются пружинами из-за снижения давления рабочей жидкости и не влияет на изменение парового момента турбины.

- В случае снижения частоты ниже 46 Гц стопорные клапана турбин ПТ-60-130, Р-50-130 начинают прикрываться. В связи с этим требуется разработать ряд мероприятий и добиться такой настройки пружины золотника стопорного клапана у названных турбин, чтобы подсадка стопорных клапанов происходила при частоте 44 Гц и ниже.

- Системы управления регулирующими клапанами ЧВД всех исследованных турбин, действующих даже при глубоких снижениях частоты правильно: стремятся поддержать частоту и взятие нагрузки до максимально возможной величины за счет открытия клапанов.

Если системы регулирования скорости оснащены всережимным регулятором скорости, а усилители или каскад усилителей в системе выполнены с использованием двухсторонних сервомоторов и золотников, то “самопроизвольного” закрытия регулирующих клапанов в условиях пониженной частоты не должно иметь места.

- При выборе в энергоузлах установок противоаварийной разгрузки в дальнейшем не следует опускаться ниже 46 Гц (с любой выдержкой времени).

Литература

1. Технические требования к маневренности энергоблоков с конденсационными турбинами. 1980г.
2. Информационное письмо 510-17-288 “Допустимая частота электрической сети, при которой возможна длительная работа паровых турбин ЛМЗ” выпуск 1983г.
3. Файбисович В.А., Кульков Э.И. “Поведение систем регулирования скорости и защиты турбин ПТ-60-130 и Т-100-130 при снижении частоты в энергосистеме”, “Электрические станции” №10, 1986г.
4. Информационное письмо ПО ЛМЗ №36-51 “Повышение надежности работы главного масляного насоса турбин К-200-130, ПТ-60-130 и Р-50-130”.