

ДИАГНОСТИКА ПАРОВЫХ ТУРБИН БЕЗ ВСКРЫТИЯ ЦИЛИНДРОВ ИЗМЕРЕНИЕМ ИХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Б. Цинкоцки

Кафедра тепловых машин
Будапештского Политехнического Университета, H-1521 Budapest

Поступило 25 октября 1985 г.
Представлено проф. д-ром техн. наук Г. Башша

Abstract

This paper has investigated the possibility of diagnostics on running steam turbine by measuring of thermal system parameters. The results obtained by calculation of the measured data characterize the condition of the steam turbine. This data may be used for diagnostic purposes.

Измерения состояния турбоагрегата

С целью диагностирования паровых турбин электростанций нами было проведено измерение состояния до и после капитального ремонта реактивной конденсационной турбины номинальной мощностью 215 Мвт производства завода Данг, конструкции фирмы ББЦ, работающей на газомазутной ТЭС Дунаменти (Венгрия).

Сравнительные измерения состояния проводились при чисто блочной тепловой схеме и при нагрузках, соответствующих полностью открытым положениям регулирующих клапанов. Тем самым при соблюдении постоянных номинальных параметров обеспечивали одинаковый расход пара до и после ремонта.

Измерения проводились при чисто газовом сжигании в интересах точности измерений и стабильности режима, при включенных и выключенных подогревателях высокого давления (ПВД) штатными приборами электростанции. При газовом сжигании основной режим был режим с отключенными ПВД, из-за надобности охлаждения отходящих дымовых газов более холодной питательной водой. Плотность водяного тракта ПВД была сомнительна и с их отключением отпала надобность их проверки, предполагаемые протечки не влияли на точность измерений.

Измерения проводились при всех нагрузках на установленных режимах в течение 60 минут, сбор и обработка результатов 224 величин

проводились с помощью штатной блочной ЭВМ контроля режима в каждую минуту.

Были отпечатаны следующие данные:

- для контроля чисто блочной тепловой схемы,
- данные протекания давления и температуры в турбине по отборам,
- данные для теплового и материального баланса блока,
- данные стабильности режима,
- данные для коррекции удельного расхода тепла турбины,
- данные для КПД конденсатора.

Особым заданием является обеспечение точности и сопоставимости результатов при сравнительных измерениях. Поэтому при ремонте турбины нельзя тарировать измерительные приборы, так как их тарировка хотя и в целом повышает точность измерений, но осложняет сопоставимость. Если тарировку произвести необходимо, тогда её следует сделать до ремонта, перед измерением.

Возможные грубые погрешности измерений выявлены заданием нижней и верхней границы вероятных значений. В ходе измерений не были достигнуты пределы, вне которых измерение автоматически аннулируется.

Точность измерения важнейших расходов пара и питательной воды проверяется балансом пара и воды. Если разница больше 2%, это указывается при отпечатке граничных измерений значений. В наших измерениях соотношение расхода питательной воды и свежего пара колебалось от 1,0 до 1,015, что допустимо.

Сравнением КПД котла, определенным прямым и косвенным путем, в случае хорошего совпадения многие значения давлений, температур и расходов можно признать практически проверенными.

Стабильность установленного режима лучше всего характеризовалась постоянством удельного расхода тепла, так как эта результирующая величина включает в себя наибольшее число составляющих данных (расходов, температур и давлений). Измеренный удельный расход тепла регистрировали и по его постоянству назначали интервалы 60-минутных замеров.

Соблюдали допустимые отклонения и стабильность параметров от номинальных значений по стандарту DIN 1943 с исключением температуры питательной воды, где $\pm 10^\circ\text{C}$ держали только в режиме включенных ПВД, а без них применяли особую коррекцию по результатам измерений удельного расхода тепла одинаковых режимов, отличающихся только включением или выключением ПВД.

Таблица I
Характеристика стабильных режимов при измерениях

Порядковый номер измерений		До ремонта					После ремонта				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Мощность Мвт	средняя	188,7	213,4	115,74	91,01	190,5	194,11	187,88	93,4	114,6	
	минимальн.	188,56	213,0	115,77	90,35	190,34	194,0	187,82	92,0	114,0	
	максимальн.	188,9	214,	115,94	91,09	190,56	194,24	188,02	95,0	115,0	
Удельный расходтепла kJ/kWh	средний	8957	8976,2	9011,7	9623,5	8670,5	8894,2	8566,2	9199,2	8983,2	
	минимальн.	8937	8963	8996	9606	8668	8886	8553	9024	8958	
	Максимальн.	8977	8982	9022	9658	8684,3	8904	8578	9267	9011	
Примечание						сПВД		сПВД			

Одной из гарантий точности измерений является получение обычного и ожидаемого характера изменения удельного расхода тепла в зависимости от нагрузки.

Для характеристики стабильности установленных режимов приведем таблицу 1 с указанием средних, максимальных и минимальных значений мощности генератора и удельного расхода тепла.

Определение удельного расхода тепла

Удельный расход тепла турбиной на основе усредненных за 15 минут параметров процесса был рассчитан по данным измерений и отпечатан контрольной ЭВМ за 60 минутных измерений удельный расход тепла практически был постоянным, вследствие небольших колебаний в осреднении участвовали все данные измерений (см. таблицу № 1).

Параметры свежего пара и промперегрева мало отличались от номинальных значений 165 бар, 540/540 °С. На рис. 1 показываем

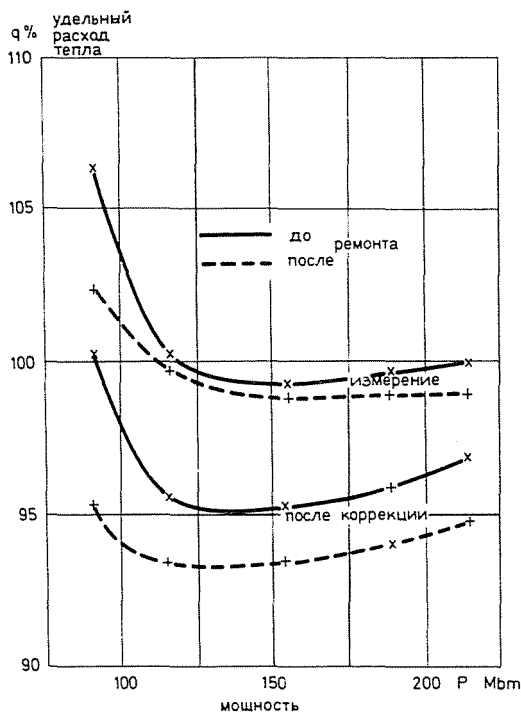


Рис. 1. Изменение удельного расхода тепла

значения удельного расхода тепла до и после ремонта по измерениям и после коррекции из-за отклонения режимных параметров.

Непосредственным сравнением измеренных удельных расходов тепла можно установить, что после капитального ремонта на любой нагрузке удельный расход тепла снизился на 1—4,5%, максимальная разница наблюдалась при минимальной нагрузке 90 Мвт.

Непосредственное сравнение из-за различных параметров процесса недопустимо, надо произвести коррекцию. По стандарту DIN 1943 допустима и коррекция измеренных величин при сопоставляемых измерениях.

Основная часть коррекции принимает во внимание отклонение давления в конденсаторе. Вместо давления в конденсаторе коррекцию можно вести по температуре охлаждающей воды. В этом случае турбина и конденсатор рассматриваются как единая система. При гарантийных испытаниях такой подход правильный, но при диагностировании целесообразно отделить конденсатор от турбины для размежевания возможной неполадки и коррекцию провести по давлению в конденсаторе.

При отключенных ПВД тоже очень существенную коррекцию (3,2—3,8%) получили из-за снижения температуры питательной воды. В режимах с включенными ПВД эта коррекция обращалась в ноль. Применение этой коррекции привело к исчезновению значительной разницы в измерениях удельных расходов тепла с ПВД и без них.

После применения всех коррекций удельный расход тепла при всех нагрузках на 2,5—5% снизился после ремонта, причем большая разница получилась также при минимальной нагрузке. Из-за полученной четкой разницы до и после ремонта измерение удельного расхода тепла может быть применено в целях диагностики турбины.

Анализ протекания в турбинных отборах давлений и температур

Анализ измеренных в отборах давлений и температур турбины служит для определения осевого усилия, внутреннего кпд, показателя политрона и числа Стодола.

На основе измеренных давлений отборов выполнен расчет осевых усилий турбины, которые действовали на противоположные роторы среднего давления, так как у данной реактивной турбины часть высокого давления имеет уравнивающий думмис, а часть низкого давления симметрично двухпоточная.

Характер изменения осевых усилий в зависимости от нагрузки существенно отличается до и после ремонта. До ремонта осевое усилие

было практически постоянно, в зависимости от нагрузки составило $+23,5 \text{ кН} \div +32,8 \text{ кН}$ (без ПВД) (знак $+$ отвечает направлению к генератору). Эти усилия незначительны, так как осевой подшипник с несущей поверхностью 1000 см^2 допускает осевую силу $\pm 300 \text{ кН}$. При включении ПВД при нагрузке 190 Мвт осевое усилие существенно увеличивается до $+170 \text{ кН}$.

После ремонта существенно изменилось осевое усилие. (Из-за очистки и восстановления лопаточного аппарата турбины). Его знак переменялся и всех нагрузках направлен в сторону паровпуска, максимальное значение при номинальной нагрузке 214,2 Мвт составляет — 219,5 кН. Если нагрузку повышать до допустимой величины 235 Мвт, тогда осевое усилие достигает допустимого предела без ПВД.

Включение ПВД и после ремонта привело к подобному изменению, как и до ремонта, в этом случае осевое усилие изменилось на $+156 \text{ кН}$. Но это изменение благодаря своему знаку осевое усилие снизило до $-15,3 \text{ кН}$ при нагрузке 194 Мвт.

Анализ осевого усилия в сопоставимых измерениях состояния наглядно пригоден для целей диагностики турбины.

Это иллюстрируется на рис. 2, показывающем изменение осевых усилий в зависимости от мощности в состоянии до и после ремонта.

На основе давлений и температур в отборах определили и внутренний отконсительный кпд между отборами по формуле

$$\eta_i = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2\text{из}}},$$

где i_1 и i_2 энталпия на входе и на выходе данного отсека, индекс «из» относится к изэнтропическому расширению.

При номинальной нагрузке без ПВД получили следующие η_i :

отсек: 4—5 3—4 2—3

внутренний кпд: 0,876 0,8447 0,8642.

Энталпии пара определили по таблицам: "Properties of Water and Steam in SI Units. Springer Verlag 1979."

После ремонта при всех нагрузках полученная температура 5-го отбора была выше чем 6-го, и так не могли рассчитать η_i для отсеков 5—6 и 4—5. Ниже 2-го отбора пар насыщенный и энталпии пара не подаются определению по давлению и температуре.

Из-за различных проблем при измерении температур до и после ремонта внутренний кпд могли сравнить только у отсека 3—4 при нагрузке 194 Мвт, когда без ПВД получили $\eta_i = 0,836$, что практически совпадает с кпд до ремонта.

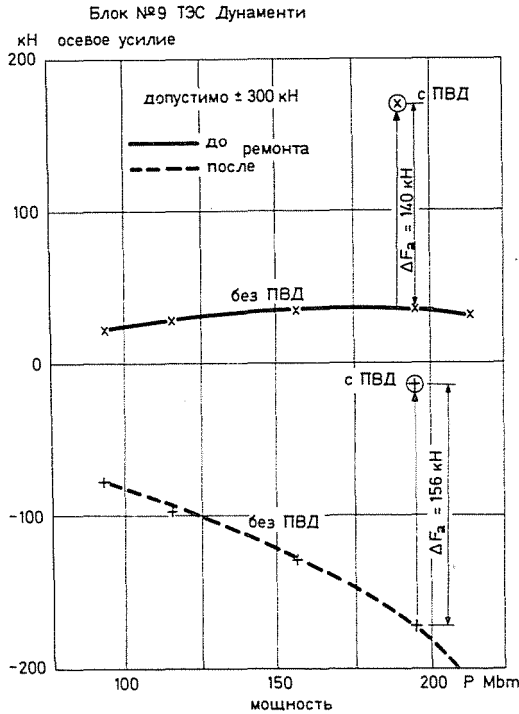


Рис. 2. Изменение осевых усилий

Расчет и анализ внутреннего КПД из-за трудности точного определения и трудоемкого расчета изентропической энтальпии нельзя рекомендовать для диагностики, хотя в принципе этот КПД характеризует местное проявление внутренних дефектов облапачивания, причем удельный расход тепла характеризует общее состояние облапачивания и лабиринтов.

Изменение внутреннего КПД и удельного расхода тепла взаимосвязаны; снижение удельного расхода тепла при неизменной тепловой схеме возможно лишь за счет повышения внутреннего КПД одного или нескольких отсеков турбины.

Помимо внутреннего КПД качество расширения можно характеризовать и показателем политроны «*n*», непосредственно рассчитанным по измеряемым температурам и давлениям по формуле

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\log \frac{T_1}{T_2}}{\log \frac{p_1}{p_2}}$$

Этот показатель имеет то преимущество, что содержит только измеренные параметры и отпадает трудоемкая интерполляция энталпий по таблицам воды и пара.

Показатели политроны отсеков турбины в зависимости от нагрузки приведены на рис. 3. Некоторые данные отсутствуют из-за ошибок измерения температуры. Влияние ремонта можно установить на участках между отборами 6—7, где изменение весьма существенно. Показатель политроны обычно мало меняется по нагрузке из-за практически постоянного объемного расхода пара. Исключение в этом составляет отсек 5—6, где до ремонта наблюдается сильное влияние нагрузки в результате большого расхода отборного пара на турбину питательного насоса из 5-го отбора.

Наконец по измеренным давлениям и температурам отборов определили характерных параметр проточных сечений отсеков

$$\frac{\dot{m}^2 \cdot T_1}{p_1^2 - p_2^2} = \text{const}$$

условно называемый числом Стодолы. В этой формуле \dot{m} есть расход пара данного отсека. Так как это непосредственно обычно измерять невозможно, применение расчета тепловой схемы привело бы к более или менее неточным результатам, поэтому расход каждого отсека заменили измеренным расходом свежего пара. При известных значениях расхода отсеков число Стодолы не зависит от нагрузки, а только от проточного сечения облапачивания. При применении приближения замены расхода отсека расходом свежего пара полученные числа Стодолы тем ближе к постоянному значению, чем ближе данный отсек к началу турбины. Числа Стодолы данной турбины, подсчитанные по расходу свежего пара, приведены на рис. 4.

Сравнением чисел Стодолы отсеков 6—7 и 4—5 можно установить, что эти числа для отсека 6—7, расположенного ближе к паровпуску, действительно постоянны и не зависят от нагрузки и под влиянием ремонта эти числа возросли, значит проточное сечение облапачивания возросло. Характер этого изменения подтверждается характером изменения и степени политроны и осевых усилий.

В отсеке 4—5 изменение числа Стодолы за счет ремонта менее выразительно, чем в отсеке 6—7, а из-за большей отдаленности от паровпуска под влиянием промежуточных отборов замещение числа Стодолы в некоторой мере зависит от нагрузки.

Диагностика турбины без вскрытия цилиндров может быть основана кроме вибрационного и акустического анализа на совместном применении описанного комплексного анализа теплотехнических измерений.

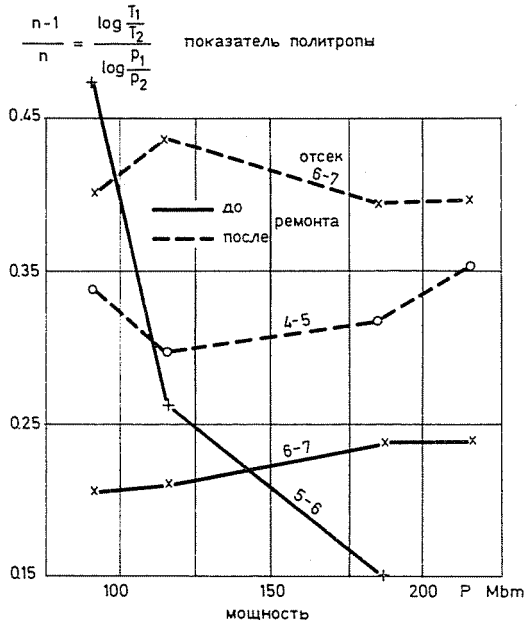


Рис. 3. Показатели политропы отсеков Турбины

Литературы

1. Шегляев, А. В.: Паровые турбины. Издательство Техническое, Будапешт
2. Кафедра тепловых машин Будапештского Технического Университета: Отчет о возможностях диагностики турбин мощностью 215 Мвт без вскрытия её цилиндров. г Будапешт, 1979 г.
3. Трест Венгерских Электростанций. Отчет о диагностических измерениях турбин мощностью 215 Мвт. г. Будапешт, 1980

Botond CZINKÓCZKY H-1521 Budapest