

УДК 621.165.76-146.2

Исследование прогибов корпуса паровой турбины мощностью 73 МВт, работающей в составе парогазовой установки

А.А. Сидоров¹, Т.В. Полникова¹, А.И. Савин²¹ Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана, 248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4.² Калужский филиал ФГУП «Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина», 248000, Калуга, Российская Федерация, Октябрьская ул., д. 17.

Bending of the casing of a 73-MW steam turbine running in a combined-cycle power plant

A.A. Sidorov¹, T.V. Polnikova¹, A.I. Savin²¹ Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, Bazhenova str., 4, 248000, Kaluga, Russian Federation.² Kaluga Branch of Lavochkin Scientific and Production Association, Oktyabr'skaya str., 17, 248000, Kaluga, Russian Federation.

e-mail: sidpoll@rambler.ru, polnikova_t@rambler.ru



Паровые турбины мощностью 60...73 МВт для парогазовых установок с целью обеспечения надежности блока и по технико-экономическим причинам стремятся выполнить в виде однокорпусного агрегата. Опыт показывает, что турбина в этом случае имеет длинный корпус с большим тепловым прогибом в рабочем состоянии. Возникает аварийная ситуация, при которой возможно разрушение вала и подшипников. Однако в научной литературе сравнительно мало сведений об оценке величины тепловых прогибов корпусов турбомашин. В данном исследовании определены прогибы корпуса паровой турбины мощностью 73 МВт, работающей в составе парогазовой установки. Исследование состоит из двух частей. В первой части методом перемещений, разработанным авторами на основе метода Мора, определен прогиб холодного корпуса турбины. Во второй части рассчитан прогиб корпуса в рабочем (нагретом) состоянии. Численный эксперимент проводился в программной среде Solid Works с помощью модуля SW Simulation. Исследование показало, что тепловой прогиб корпуса турбины значительно больше прогиба холодного корпуса и существует реальная опасность задевания ротора за корпус. Для нормальной работы турбины необходимо увеличение жесткости корпуса, например, с помощью продольных ребер на его верхней части. Проведенные расчеты показали, что установка ребер уменьшает прогиб. Результаты исследований могут быть использованы при разработке конструкций корпусов паровых турбин парогазовых установок.

Ключевые слова: парогазовая установка, паровая турбина, корпус, прогиб, метод Мора, численный эксперимент.



The 60-73 MW steam turbines in combined-cycle power plants tend to be made as a single-hull unit to ensure its reliability, efficiency, and high performance. In this case, the turbine casing is long, and its thermal deflections under working condition are large. Therefore, there are risks for fractures of the shaft and bearings. However, information on evaluating thermal deflections of turbine engine casings is lacking in the scientific literature. This study determines bending deformations of the casing of a 73-MW steam turbine running in a combined-cycle power plant. The study consists of two parts. In the first part, the displacement method developed by the authors on the basis of Moore's method is used to determine

the deflections of a cold turbine casing. In the second part, the deflections of the casing are calculated under working conditions. Numerical experiments were conducted using the SW Simulation module. The study showed that the bending deflection of the hot casing was well above the deflection of the cold casing and there was a real danger of interference of the rotor and casing. In order that the turbine should work properly, the rigidity of its casing must be increased, for example, by means of longitudinal ribs on the top. The calculations prove that using the ribs reduces bending deformations. The results of research can be used when developing steam turbines for combined-cycle power plants.

Keywords: combined-cycle power plant, steam turbine, casing, deflection, temperature, Moore's method, numerical experiment.

Перспективное развитие энергетики в значительной степени связано с парогазовыми энергетическими установками (ПГУ) тепловых электростанций, которые отличаются высокой эффективностью производства электроэнергии (КПД 55...60%) [1, 2]. Следует отметить, что в настоящее время наблюдается тенденция увеличения мощности ПГУ и усложнение их тепловых схем. Важной составной частью ПГУ является паровая турбина, мощность которой растет с увеличением мощности газовой турбины. При этом стремятся выполнить паровую турбину в виде однокорпусного агрегата и в более мощном варианте ПГУ. Такое решение обеспечивает надежность системы и достаточно высокие технико-экономические показатели производства. Однако опыт эксплуатации парогазового блока мощностью 170 МВт с паровой однокорпусной турбиной максимальной мощностью 73 МВт показывает, что при традиционном конструировании корпус паровой турбины на такую мощность получается длинным и в рабочем (нагретом) состоянии имеет достаточно большой прогиб. Следствием этого является задевание ротора о корпус, что может привести к выходу из строя подшипников турбины и разрушению вала.

В опубликованных работах большое внимание уделяется расчету напряжений в элементах корпуса турбины, находящегося под давлением, и температурным напряжениям, а также оценке осевых и радиальных зазоров, связывая их в основном с термическими деформациями при нагреве-охлаждении корпуса и ротора [3–8]. В настоящее время в технической литературе задача теплового прогиба корпуса турбины рассмотрена недостаточно.

Цель работы — исследование деформации корпуса паровой турбины мощностью 73 МВт парогазовой установки.

На кафедре «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана проведено исследование прогибов корпуса паровой турбины

российского производства Т-60/73-7,8/0,04 для ПГУ с начальными параметрами пара: $P_0 = 7,6$ МПа, $t_0 = 540$ °С. Турбина предназначена для привода синхронного электрического генератора с частотой вращения 50 с^{-1} , а также для снабжения теплового потребителя паром из регулируемого отбора. Она имеет два контура подвода пара: контур высокого давления ($P_0 = 7,6$ МПа, $t_0 = 540$ °С) и контур низкого давления ($P_0 = 0,52$ МПа, $t_0 = 199$ °С). Общий вид турбины показан на рис. 1. Корпус проточной части турбины литой, сложной формы, имеющий горизонтальный и вертикальные разъемы. Стул переднего подшипника установлен на упругие опоры.

Расчеты прогибов корпуса турбины состояли из двух частей: в первой части определялась стрела прогиба корпуса при температуре 20 °С, во второй — в рабочем (нагретом) состоянии. Сравнение полученных результатов должно показать величину теплового прогиба, что очень важно для практики.

Определение прогибов корпуса выполнялось по схеме балки. Обоснованность такого решения следует из вида продольного разреза турбины, показанного на рис. 1, на котором видно, что корпус проточной части (без выхлопного патрубка) установлен на две опоры. В головной части корпус опирается на стул переднего подшипника, задней — на корпус патрубка. Особо следует отметить, что удлинение турбины (и корпуса) в осевом направлении обеспечивается упругими опорами, о которых сказано ранее. Задняя опора неподвижна.

Расчеты выполнялись при следующих условиях: ротор вынут, диафрагмы установлены на рабочие места, учитывается наличие патрубков в нижней части корпуса, фланцев и обойм концевых уплотнений. Прогиб корпуса проточной части турбины определялся только в плоскости действия максимального изгибающего момента. Использовались характеристики материалов из опубликованных источников.

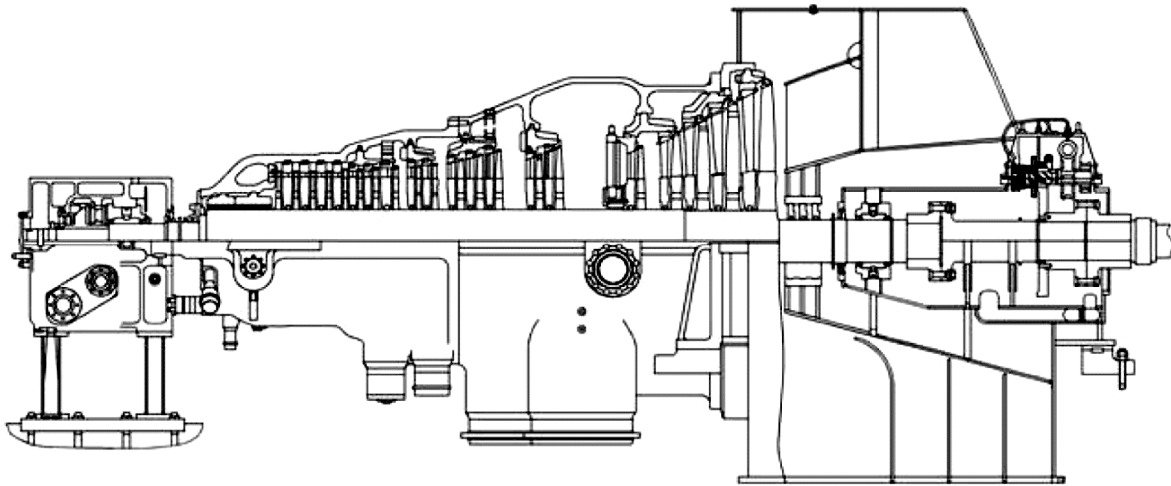


Рис. 1. Паровая турбина Т-60/73-7,8/0,04

В первой части исследований расчет базировался на методике, основой которой является интеграл перемещений (интеграла Мора) [9, 10]. Эта методика удобна при определении перемещений упругих систем с большим числом участков жесткости и сложным нагружением.

Для расчета корпус турбины был разбит на семь участков и выполнены все необходимые в данном случае операции: определение опорных реакций, построение эпюр первого и второго состояния, расчет максимального прогиба.

Результаты расчета представлены в таблице. Анализ полученных данных показал, что стрела прогиба холодного корпуса незначительна и составляет всего 0,015 мм на участке № 4 (см. таблицу). Это свидетельствует о большой жесткости корпуса, которая обеспечивается его конструкцией.

Решение задачи первой части расчетов позволило также определить вес корпуса, приведенный к сечению, в котором находится максимальный изгибающий момент. Приведение веса корпуса обусловлено граничными условиями при проведении численных экспериментов на ПЭВМ.

Методика приведения заключалась в следующем. Известно, что найденный прогиб корпуса турбины y_{\max} под действием силы собственного веса можно представить в виде

$$y_{\max} = \delta_{11} G_{\text{пр}},$$

где δ_{11} — перемещение от единичной силы в расчетном сечении; $G_{\text{пр}}$ — приведенный вес корпуса турбины. Следовательно,

$$G_{\text{пр}} = y_{\max} / \delta_{11}.$$

При известной силе веса расчетного корпуса G_k значение приведенной силы определяется по формуле

$$G_{\text{пр}} = k G_k.$$

Здесь $G_k = m_k g$, где m_k — масса корпуса.

В результате расчета получен коэффициент $k = 0,65$.

Во второй части исследования определялся прогиб корпуса турбины в рабочем, т.е. нагретом состоянии. Для этой цели в программной среде SolidWorks была создана 3D модель корпуса турбины. Корпус собран из отдельных частей (связанных компонентов). Прочностной

Результаты расчета

Параметр расчета	Номер участка						
	1	2	3	4	5	6	7
Длина участка, м	0,672	0,638	0,866	0,830	0,428	0,672	0,315
Вес участка корпуса G_i , Н	15 631	25 705	40 914	55 086	27 783	60 731	33 477
Изгибающий момент M , Н·м	49 282	87 220	118 654	130 727	99 083	77 448	25 594
Момент инерции сечения I_i , м ⁴	0,027	0,028	0,047	0,078	0,108	0,0964	0,178
Параметр V_i/I_i , Н/м	67 303	367 929	661 157	1 055 910	653 565	175 537	22 351
Прогиб y_{\max} , м	—	—	—	$150 \cdot 10^{-7}$	—	—	—

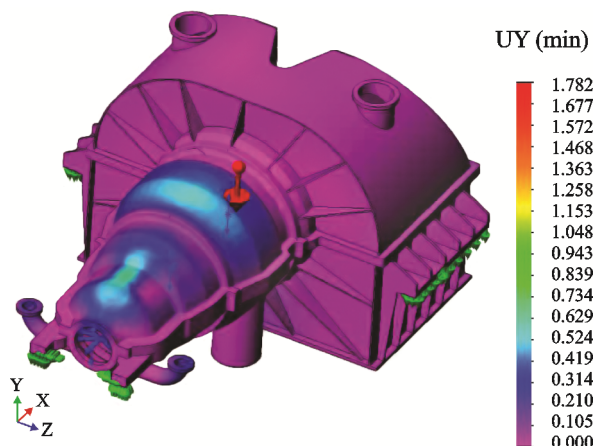


Рис. 2. Результаты расчета прогиба корпуса турбины в рабочем состоянии

анализ корпуса методом конечных элементов выполнен с помощью специализированного расчетного модуля Solid Works Simulation. В качестве материала части высокого давления (ЧВД) турбины, работающей при температуре 540 °С, использована сталь 20ХМЛ, остальные, менее нагретые части турбины — Ст. 20. Закрепление корпуса аналогично рассмотренному выше.

Важной задачей является загрузка корпуса силой тяжести. Выше сказано, что корпус турбины имеет сложную форму, внутри корпуса нарезаны многочисленные проточки для установки концевых уплотнений и диафрагм. В этих условиях приемлемые результаты расчета можно получить, если загружать корпус силой тяжести, приведенной в данном случае к сечению корпуса с максимальным изгибающим моментом и составляющей 0,65 его известной фактической массы.

Необходимым условием является создание расчетной сетки. Была создана адаптивная сетка, которая в процессе расчета автоматически измельчалась в местах ожидаемых больших деформаций корпуса.

Поскольку расчеты проводились на нагретом корпусе, необходимый тепловой режим обеспечивался приложением по кольцевым проточкам в местах установки диафрагм температур, харак-

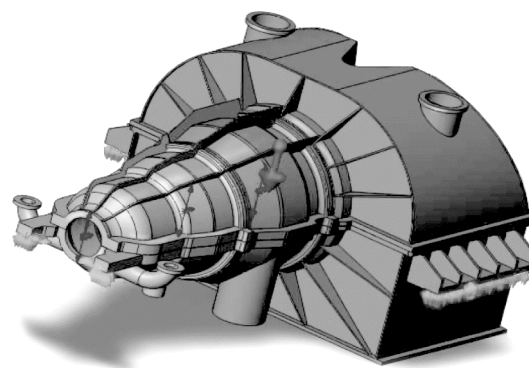


Рис. 3. Оребренный корпус турбины

терных для этих зон. Результаты расчетов показаны на рис. 2. Видно, что влияние нагрева оказалось большим, стрела теплового прогиба увеличилась до уровня 0,524...0,629 мм.

Если учесть, что ротор также изогнут (прогиб примерно 0,36 мм), то в рабочем состоянии турбины возможно его задевание за верхнюю часть корпуса.

В целях уменьшения тепловых прогибов нагретого корпуса турбины было исследовано влияние ребер, выполненных на его верхней части, имеющей более высокую температуру (рис. 3). Ребра представляют собой приливы конической формы с шириной основания 20 мм. Высота ребер увеличивалась от части высокого давления к части низкого давления. Всего на корпусе было сделано три ребра, отстоящих друг от друга на 30°. Наличие ребер оказалось эффективным, прогиб уменьшился и составил всего 0,151 мм.

Выводы

1. Однокорпусные паровые турбины мощностью 60/73 МВт на параметры парового контура ПГУ-170 можно выполнять в одном корпусе только при увеличенной жесткости корпуса, например, при оребренной верхней части корпуса турбины.

2. Количество и геометрия ребер определяется допустимой величиной теплового прогиба корпуса турбины.

Литература

- [1] Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва, Изд-во МЭИ, 2002. 574 с.
- [2] Костюк А.Г., Фролов В.В. *Турбины тепловых и атомных электрических станций*. Москва, Изд-во МЭИ, 2001. 488 с.
- [3] Костюк А.Г. *Динамика и прочность турбомашин*. Москва, Изд-во МЭИ, 2000. 479 с.

- [4] Волоховская О.А., Бармина О.В. Об особенностях колебаний роторов, имеющих первоначальный прогиб. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2013, № 4, с. 26–34.
- [5] Емельянов И.Т., Кузнецов А.В. Напряженное состояние оболочечных конструкций при локальных нагрузках. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2014, № 1, с. 53–59.
- [6] Локощенко А.М., Агахи К.А., Фомин Л.В. Ползучесть балок при изгибе в агрессивных средах. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 2013, № 4, с. 70–75.
- [7] Парсегов Э.А., Тулинов Е.А. Методика расчета охлаждаемого внутреннего корпуса высокотемпературной турбины. *Сб. ст. Разработка научных основ проектирования электростанций с высокотемпературными паровыми турбинами*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009, с. 206–214.
- [8] Сидоров А.А., Петров Д.С. Особенности конструкции паровых турбин на сверхкритические параметры с охлаждаемой проточной частью. *Сб. ст. Разработка научных основ проектирования электростанций с высокотемпературными паровыми турбинами*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009, с. 256–271.
- [9] Сидоров А.А. *Определение перемещений способом нового представления интеграла Мора*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 19 с.
- [10] Феодосьев В.И. *Сопротивление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.

References

- [1] Tsanaev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsii* [Gas turbine combined-cycle plants and thermal power plants]. Moscow, MPEI publ., 2002. 574 p.
- [2] Kostyuk A.G., Frolov V.V. *Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stantsii* [Turbines of thermal and nuclear power plants]. Moscow, MPEI publ., 2001. 488 p.
- [3] Kostyuk A.G. *Dinamika i prochnost' turbomashin* [Dynamics and strength of turbomachinery]. Moscow, MPEI publ., 2000. 479 p.
- [4] Volokhovskaya O.A., Barmina O.V. Ob osobennostiakh kolebaniy rotorov, imeiushchikh pervonachal'nyi progib [On peculiarities of fluctuations rotors having an initial deflection]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2013, no. 4, pp. 26–34.
- [5] Emel'ianov I.T., Kuznetsov A.V. Napriazhennoe sostoianie obolochechnykh konstrukttsii pri lokal'nykh nagruzkakh [Stress state of shell structures under local loads]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2014, no. 1, pp. 53–59.
- [6] Lokoshchenko A.M., Agakhi K.A., Fomin L.V. Polzuchest' balok pri izgibe v agressivnykh sredakh [Beams in bending creep in aggressive environments]. *Problemy mashinostroeniia i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability]. 2013, no. 4, pp. 70–75.
- [7] Parsegov E.A., Tulinov E.A. Metodika rascheta okhlazhdaemogo vnutrennego korpusa vysokotemperaturnoi turbiny [Method of calculation of the inner shell of high-cooled turbine]. *Razrabotka nauchnykh osnov proektirovaniia elektrostantsii s vysokotemperaturnymi parovymi turbinami: Sbornik statei* [Developing the scientific basis for designing power plants with high-temperature steam turbines: Collected papers]. Moscow, Bauman Press, 2009, pp. 206–214.
- [8] Sidorov A.A., Petrov D.S. Osobennosti konstrukttsii parovykh turbin na sverkhkriticheskie parametry s okhlazhdaemoi protochnoi chast'iu [Design features of steam turbines for supercritical parameters cooled liquid end]. *Razrabotka nauchnykh osnov proektirovaniia elektrostantsii s vysokotemperaturnymi parovymi turbinami: Sbornik statei* [Developing the scientific basis for designing power plants with high-temperature steam turbines: Collected papers]. Moscow, Bauman Press, 2009, pp. 256–271.

- [9] Sidorov A.A. *Opređenje peremeshchenii sposobom novogo predstavleniia integrala Mora* [Determination of displacements way new integral representation Mora]. Moscow, Bauman Press, 2013. 19 p.
- [10] Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 2001. 592 p.

Статья поступила в редакцию 17.06.2014

Информация об авторах

СИДОРОВ Альберт Александрович (Калуга) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика». Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана (248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4, e-mail: sidpoll@rambler.ru).

ПОЛНИКОВА Татьяна Владимировна (Калуга) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная графика». Калужский филиал МГТУ им. Н.Э. Баумана (248000, Калуга, Российская Федерация, Баженова ул., д. 4, e-mail: polnikova_t@rambler.ru).

САВИН Алексей Игоревич (Калуга) — инженер-конструктор. Калужский филиал ФГУП «Научно-производственное объединение им. С.А. Лавочкина» (248000, Калуга, Российская Федерация, Октябрьская ул., д. 17).

Information about the authors

SIDOROV Al'bert Aleksandrovich (Kaluga) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Thermal Engines and Thermal Physics» Department. Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University (Bazhenova str., 4, 248000, Kaluga, Russian Federation, e-mail: sidpoll@rambler.ru).

POLNIKOVA Tat'yana Vladimirovna (Kaluga) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Engineering Graphics» Department. Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University (Bazhenova str., 4, 248000, Kaluga, Russian Federation, e-mail: polnikova_t@rambler.ru).

SAVIN Aleksey Igorevich (Kaluga) — Design Engineer of Kaluga Branch of Lavochkin Scientific and Production Association (Oktyabr'skaya str., 17, 248000, Kaluga, Russian Federation).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 2-е издание учебника под редакцией
П.М. Чернянского
«**Проектирование автоматизированных
станков и комплексов**». Том 1

В первом томе учебника изложены основы проектирования кинематической схемы, несущей системы, привода, надежности и устойчивости динамической системы, а также художественного проектирования станков. Рассмотрены принципы работы и устройства электрофизических и электрохимических станков, специальных станков с циклоидальной схемой обработки. Особое внимание уделено физически обоснованным методам расчета точности и устойчивости динамической системы станков, оптимальных размеров и жесткости шпиндельных узлов и др. Приведена теория и расчет точности станков с использованием упругофрикционной модели точности.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, читаемых авторами в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

По вопросам приобретения обращайтесь:
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru