

РАЗРАБОТКА МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПЕРЕКОСА ПО ФЛАНЦАМ КОРПУСА ЦИЛИНДРА НА РАБОТУ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

А.Ю. Сосновский¹, Б.Е. Мурманский², М.Ф. Целищев², Ю.М. Бродов²

¹ ЗАО «ИЦ «Уралтехэнерго», г. Екатеринбург,

² Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

Предложена обобщённая схема взаимодействия произвольного цилиндра паровой турбины, соответствующего корпуса подшипника и фундамента турбоагрегата (продольных шпонок). На основе схемы разработана упрощённая аналитическая модель, использующая методы теоретической механики и сопротивления материалов, позволяющая определить величину силы трения возникающей на продольных шпонках при разности температур фланца горизонтального разъёма цилиндра турбины слева и справа (температурном перекосе). Для проверки принятых в аналитической модели допущений была разработана модель взаимодействия цилиндра, корпуса подшипника и продольных шпонок на основе метода конечных элементов.

По результатам сравнительных расчётов по обеим моделям показано, что величины сил трения, возникающих в паре «продольная шпонка – корпус подшипника» при наличии температурного перекоса на фланцах горизонтального разъёма цилиндра высокого давления турбины, для реально встречающегося в эксплуатации диапазона температурного перекоса, практически совпадают. Аналитическая модель даёт несколько завышенные результаты.

Результаты моделирования могут использоваться для оценки величин сил трения, возникающих на продольных шпонках переднего корпуса подшипника при температурном перекосе на фланцах сопряжённого с ним цилиндра высокого давления паровой турбины. Предложенные модели позволяют при проектировании многоцилиндровых паровых турбин принимать обоснованные решения при назначении зазоров в паре «продольная шпонка – корпус подшипника».

Ключевые слова: турбоагрегат, тепловые расширения, корпус подшипника, продольные шпонки, надёжность, тепловое состояние.

Анализ публикаций, связанных с вопросами нормализации тепловых расширений многоцилиндровых паровых турбин, показывает, что все рекомендации и ранее известные конструкторские решения принимались, как правило, на основе опыта эксплуатации и натурных исследований. Модели, описывающие процессы, происходящие при тепловых расширениях многоцилиндровых паровых турбин, отсутствуют. Исключением является предложенная специалистами ВТИ и МЭИ модель, описывающая процессы осевых температурных расширений турбоагрегатов [1].

Как показал выполненный авторами анализ, зазоры в сопрягаемых элементах систем тепловых расширений назначались исходя только из опыта эксплуатации турбин, а не по результатам каких-либо расчётов. Например, на турбинах, изготовленных до середины 60-х годов XX века, суммарный зазор в паре «продольная шпонка – паз» выполняли в диапазоне от 0,05 до 0,08 мм, что по принятой в то время классификации посадок соответствовало «ходовой» посадке. Позднее, по опы-

ту эксплуатации многоцилиндровых турбин мощностью 100 МВт и выше, зазоры в этой паре на ряде турбин были увеличены до 0,10...0,16 мм [2].

Известно [3], что одной из основных эксплуатационных причин возникновения затруднённых тепловых перемещений выносных корпусов подшипников паровых турбин является разность температур фланца горизонтального разъёма цилиндра турбины слева и справа (температурный перекося). В результате неравномерного прогрева возникают различные тепловые деформации сторон цилиндра и одна сторона цилиндра становится длиннее другой. Это, как правило, приводит к смещению относительно друг друга (в проекции на ось турбины) элементов поперечных шпоночных соединений, выполненных на лапах цилиндра (поперечных пазов или выступов). Такое смещение, естественно, приводит к несимметричной передаче осевого усилия на корпус подшипника турбины. Несимметричность усилий создаёт крутящий момент, действующий на корпус подшипника в горизонтальной плоскости. Свободному повороту корпуса подшипника на опорной поверхно-

сти фундаментной рамы препятствуют направляющие («продольные шпонки»), жёсткозакреплённые на ней. В результате взаимодействия боковых поверхностей паза в подошве корпуса подшипника и направляющих возникают сминающие силы в местах контакта, а также дополнительные силы трения, вызывающие дополнительную закрутку ригеля, которая приводит к расцентровке валопровода турбины и увеличению вибрации опор валопровода [3]. Влияние описанного температурного перекоса на работу системы тепловых расширений турбины можно снизить увеличением зазоров в паре «продольная шпонка–паз». Необходимо отметить, что, кроме величины зазора, на величину температурного перекоса, при которой возникает контакт в паре «продольная шпонка–паз», существенное влияние оказывают геометрические размеры цилиндра (в частности – расстояние между лапами) и сопряжённого с ним корпуса подшипников (длина корпуса).

При проектировании новых турбин, а также при выполнении их модернизаций и реконструкций очень важно принимать обоснованные решения о величинах зазоров и линейных размерах в системе тепловых расширений турбин, опираясь на чёткое понимание их влияния на функционирование всей системы в целом. То же относится и к назначению и соблюдению величин допустимых температурных перекосов на горизонтальных разбёмах цилиндров турбин.

Для исследования взаимодействия элементов системы тепловых расширений при возникновении температурного перекоса, в частности для определения величин сил трения, возникающих на продольных шпонках, для обоснования принимаемых конструкторских решений и оптимального выбора параметров системы тепловых расширений турбин, авторами настоящей статьи были разработаны две модели: аналитическая модель, использующая инструменты теоретической механики и сопротивления материалов, и модель для выполнения анализа методом конечных элементов (МКЭ-модель).

Расчетная схема для моделирования

Модели построены на основе обобщённой схемы взаимодействия произвольного цилиндра многоцилиндровой паровой турбины, сочленившегося с ним выносного корпуса подшипников (со стороны регулятора) и направляющих продольных шпонок, как элементов фундамента (рис. 1).

На рис. 1 приняты следующие обозначения:

i – номер цилиндра и номер корпуса подшипника со стороны «регулятора»;

$P'_{i,1}, P'_{i,2}, P'_{i,3}, P'_{i,4}$ – осевые усилия в передних и задних лапах цилиндра « i »;

$P'_{i,x}, P'_{i,y}$ – проекции равнодействующей усилий от присоединённых трубопроводов на оси X и Y , соответственно;

$Q'_{i,пер}, Q'_{i,зад}$ – усилия, возникающие в размещённой на цилиндре ответной части передних и задних вертикальных шпонок, соответственно;

M'_i – момент в горизонтальной плоскости, действующий на цилиндр со стороны присоединённых трубопроводов;

L_i^H – расстояние между передней и задней поперечными шпонками;

$l_{i,пер}$ – расстояние между передними поперечными шпонками цилиндра;

$l_{i,зад}$ – расстояние между задними поперечными шпонками цилиндра;

$\Delta_{i,пер}$ – температурное приращение длины передней лапы цилиндра;

$\Delta_{i,зад}$ – температурное приращение длины задней лапы цилиндра;

$P_{i,1}, P_{i,2}, P_{i-1,3}, P_{i-1,4}$ – осевые усилия на задних и передних «крыльях» корпуса подшипника « i »;

$N_{i,пер}, N_{i,зад}$ – усилия реакции, действующей на корпус подшипника со стороны передней и задней продольных шпонок;

$F_{i,пер}^{тр}, F_{i,зад}^{тр}$ – силы трения, возникающие при

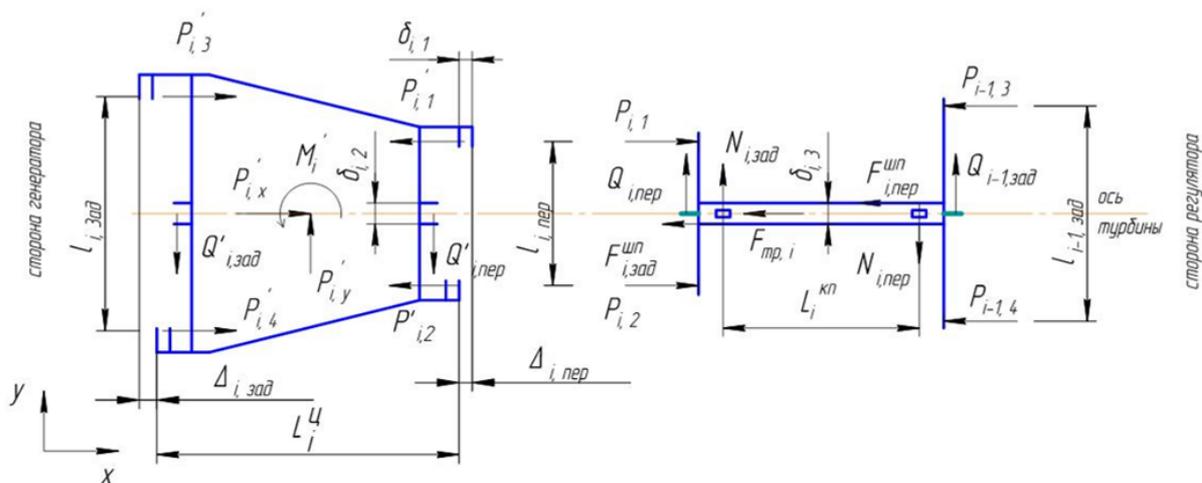


Рис. 1. Схема взаимодействия цилиндра турбины, корпуса подшипника и продольных шпонок

контакте корпуса подшипника с передней и задней продольными шпонками;

$F_{тр,i}$ – сила трения на подошве корпуса подшипника;

$Q_{i,пер}, Q_{i-1,зад}$ – усилия, возникающие в размещенной на корпусе подшипника ответной части передних и задних вертикальных шпонок со стороны сопрягаемых цилиндров;

$L_i^{кп}$ – расстояние между передней и задней продольными шпонками;

$\delta_{i,1}$ – суммарный зазор на поперечных шпонках;

$\delta_{i,2}$ – суммарный зазор на вертикальной шпонке;

$\delta_{i,3}$ – суммарный зазор на продольных шпонках.

Необходимо также отметить, что:

$$\begin{aligned} |P'_{i,1}| &= |P_{i,1}|; |P'_{i,2}| = |P_{i,2}|; |P'_{i-1,3}| = |P_{i,3}|; \\ |P'_{i-1,4}| &= |P_{i,4}|; |Q'_{i,пер}| = |Q_{i,пер}|; |Q'_{i,зад}| = |Q_{i,зад}|. \end{aligned}$$

Аналитическая модель

При разработке аналитической модели были приняты следующие упрощения и допущения:

1. Внешние силы, в том числе действующие на турбину от присоединенных к ней трубопроводов во внимание не принимаются.

2. Весовая нагрузка от цилиндров турбины полностью передается через корпуса подшипников на поверхности фундаментных рам. Равнодействующая весовой нагрузки на ригель лежит в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины.

3. Осевая жесткость выступов («крыльев») корпуса подшипника «к» одинакова для всех корпусов подшипников и составляет 1667 кН/мм (170 000 кг/мм). Величина жесткости принята по результатам экспериментальных исследований, выполнявшихся на турбинах Т-175-130 специалистами ПО «Турбомоторный завод». Учитывая, что конструкции корпусов подшипников для разных типов турбин различаются незначительно, авторы посчитали возможным принять указанную выше жесткость «крыльев».

4. Зазоры на поперечных шпонках отсутствуют (равны нулю).

5. Усилия, которые возникают на вертикальных шпонках, не принимаются во внимание.

6. Изменение зазоров на продольной шпонке, при развороте корпуса подшипника, происходит симметрично.

Температурное приращение лап цилиндра определяется как

$$\Delta_{i,пер} = \Delta_{i,зад} = \frac{L_i^H}{2} (t_{i,пр}^{фл} - t_{i,лев}^{фл}) \alpha_i, \quad (1)$$

где $t_{пр}^{фл}$ – температура металла фланца цилиндра с правой стороны;

$t_{лев}^{фл}$ – температура металла фланца цилиндра с левой стороны;

α_i – коэффициент температурного расширения металла цилиндра.

Система уравнений для моделирования величин осевых усилий на лапах цилиндра турбины и усилий на продольные шпонки составлена исходя из условий равновесия цилиндра, равновесия корпуса подшипника, а также совместности деформаций и принятых допущений на основе расчетной схемы.

Условие равновесия цилиндра описывается следующими формулами:

$$P'_{i,x} + P'_{i,3} + P'_{i,4} - P'_{i,1} - P'_{i,2} = 0; \quad (2)$$

$$P'_{i,1} \frac{L_{i,пер}}{2} - P'_{i,2} \frac{L_{i,пер}}{2} - P'_{i,3} \frac{L_{i,зад}}{2} + P'_{i,4} \frac{L_{i,зад}}{2} = 0. \quad (3)$$

Условие равновесия корпуса подшипника описывается формулами:

$$\begin{aligned} P_{i,1} + P_{i,2} - P_{i-1,3} - P_{i-1,4} - F_{тр,i} - \\ - F_{i,пер}^{шпн} - F_{i,зад}^{шпн} = 0; \end{aligned} \quad (4)$$

$$N_{i,зад} - N_{i,пер} = 0; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} P_{i-1,3} \frac{L_{i-1,зад}}{2} - P_{i-1,4} \frac{L_{i-1,зад}}{2} - P_{i,1} \frac{L_{i,пер}}{2} + \\ + P_{i,2} \frac{L_{i,пер}}{2} - N_{i,пер} \frac{L_i^{кп}}{2} - N_{i,зад} \frac{L_i^{кп}}{2} = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Сила трения на подошве корпуса подшипника $F_{тр,i}$ определяется как

$$F_{тр,i} = G_i f_i, \quad (7)$$

где G_i – весовая нагрузка, передаваемая на фундаментную раму через подошву корпуса подшипника;

f_i – коэффициент трения на подошве корпуса подшипника.

Силы трения, возникающие при контакте корпуса подшипника с продольными шпонками, определяются как:

$$F_{i,пер}^{шпн} = N_{i,пер} f_i^{шпн} \quad (8)$$

и

$$F_{i,зад}^{шпн} = N_{i,зад} f_i^{шпн}, \quad (9)$$

где $f_i^{шпн}$ – коэффициент трения на продольной шпонке.

Необходимо отметить, что суммарное осевое усилие, передаваемое со стороны n -го цилиндра на $(n+1)$ -й корпус подшипника, составит

$$\begin{aligned} P_{n,3} + P_{n,4} = \\ = \sum_{i=1}^n F_{тр,i} + \sum_{i=1}^n F_{i,пер}^{шпн} + \sum_{i=1}^n F_{i,зад}^{шпн}. \end{aligned} \quad (10)$$

Для случая отсутствия зазора на продольных шпонках, при несимметричном нагружении корпуса подшипника, можно было бы записать:

$$P_{i,1} - P_{i,2} = k \Delta_{i,пер} \quad (11)$$

и

$$P_{i-1,3} - P_{i-1,4} = k \Delta_{i-1,зад}. \quad (12)$$

Однако для того чтобы учесть влияние зазора в паре «продольная шпонка – паз», вместо $\Delta_{i,пер}$ и $\Delta_{i-1,зад}$, в формулы (6) и (7) введены «расчетные температурные приращения» $\Delta_{i,пер}^{расч}$ и $\Delta_{i-1,зад}^{расч}$, которые определяются следующим образом:

$$\Delta_{i,пер}^{расч}(\gamma_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\gamma_i| < \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} \\ \Delta_{i,пер} + \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} l_{i,пер} \frac{\gamma_i}{|\gamma_i|}, & \text{для } |\gamma_i| \geq \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} \end{cases} \quad (13)$$

и

$$\Delta_{i-1,зад}^{расч}(\gamma_i) = \begin{cases} 0, & \text{для } |\gamma_i| < \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} \\ \Delta_{i-1,зад} - \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} l_{i-1,зад} \frac{\gamma_i}{|\gamma_i|}, & \text{для } |\gamma_i| \geq \frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}} \end{cases} \quad (14)$$

Величина угла поворота корпуса подшипника в горизонтальной плоскости вычисляется как

$$\gamma_i = \frac{\Delta_{i-1,зад} - \Delta_{i,пер}}{l_{i-1,зад} + l_{i,пер}} \quad (15)$$

Отношение $\frac{\delta_{i,з}}{L_i^{кп}}$ – это величина предельного угла, на который может повернуться корпус подшипника на фундаментной раме в горизонтальной плоскости. Пока модуль угла поворота корпуса подшипника меньше предельного угла поворота считаем, что продольные шпонки не вступили во взаимодействие (контакт) с корпусом подшипника, корпус подшипника свободно поворачивается по фундаментной раме и деформации его «крыльев» не происходит.

Решая систему уравнений, получим

$$N_{i,пер} = N_{i,зад} = k \frac{\Delta_{i,пер}^{расч} l_{i,пер} - \Delta_{i-1,зад}^{расч} l_{i-1,зад}}{2L_i^{кп}} \quad (16)$$

Выполненный на основе разработанной модели анализ для двухцилиндровой турбины с габаритами цилиндров и корпусов подшипников, близкими к габаритам ЦВД и ЦСД турбин семейства Т-100/120-130, выпускавшихся ПО «Турбомоторный завод» (ныне ЗАО «Уральский турбинный завод»), и весовыми нагрузками на корпуса переднего и среднего подшипников 490 кН (50 000 кгс) и 892 кН (91 000 кгс) соответственно, показал:

- при зазоре на продольных шпонках 0,05 мм [2] контакт между пазом в корпусе переднего подшипника (КП1) и продольными шпонками возникает при температурном перекосе чуть больше 2 °С; для корпуса среднего подшипника (КП2) контакт по продольным шпонкам возникает при температурном перекосе около 5 °С;

- при достижении допустимой по заводской инструкции по эксплуатации [4] разности температур в 10 °С величина сил, действующих со стороны КП1 на каждую продольную шпонку, составит 162,5 кН (16 575 кгс); величина сил трения на продольных шпонках, при коэффициенте трения 0,3 [5] составит 97,5 кН (9 950 кгс), а суммарная сила трения по всем поверхностям сопряжения пары «фундаментная рама – корпус переднего подшипника», действующая на фундаментную раму, увеличивается более чем в полтора раза, с 147 кН (15 000 кгс) до 245 кН (25 000 кгс).

- при разности температур в 20 °С, которая достаточно часто наблюдается во время проведе-

ния пусковых операций турбин, суммарная сила трения увеличивается более чем вдвое, достигая величины 367 кН (37 440 кгс).

Необходимо отметить, что реальная картина, в силу принятых при построении модели допущений, может несколько отличаться от полученной расчётным путём по предложенной модели: наличие зазоров на поперечных шпонках увеличивает величину температурного перекоса, при котором возникает контакт между корпусом подшипника и продольной шпонкой, а угловые перемещения лап цилиндров относительно корпусов подшипников, вызванные особенностями изменения теплового состояния цилиндров [6], наоборот, приведут к более раннему возникновению контакта, определённое влияние на общую картину также будут оказывать контакты на вертикальных шпонках.

Модель для выполнения анализа методом конечных элементов

Для проверки правильности предложенной аналитической модели и уточнения механизма взаимодействия элементов системы тепловых расширений турбин при возникновении температурного перекоса на фланцах горизонтального разёма цилиндра была также разработана модель для выполнения анализа методом конечных элементов.

В качестве объекта исследования при построении модели, рассматривалась система, состоящая из двух цилиндров турбины (условно, цилиндра высокого и низкого давления) и двух корпусов подшипников. Расчётная геометрическая схема модели представлена на рис. 2.

Части модели взаимодействуют друг с другом при помощи сочленений, имитирующих поперечные и вертикальные шпонки. Основные геометрические размеры всех частей, как и для аналитической модели, были приняты близкими к габаритам ЦВД и ЦСД рассматривавшихся в аналитической модели турбин семейства Т-100/120-130. Во всех элементах сочленения, в том числе и в поперечных шпонках, как и в аналитической модели, зазоры были приняты равными 0,05 мм.

Разбиение предложенной модели на конечные элементы представлено на рис. 3.

Рассматривалась плоская расчётная модель. Для моделирования реальных упругих характеристик корпусов подшипников свойства их материала были подобраны так, чтобы жёсткость сочленения «цилиндр – корпус подшипника» («поперечной шпонки») соответствовала величинам, принятым в аналитической модели. Цилиндры и продольные шпонки принимались абсолютно жёсткими. Полагалось, что цилиндры и корпуса подшипников могут свободно перемещаться в горизонтальной плоскости, весовая нагрузка отсутствует. Продольные шпонки жёстко зафиксированы на плоскости. Для упрощения модели продольные шпонки под выносными корпусами подшипников

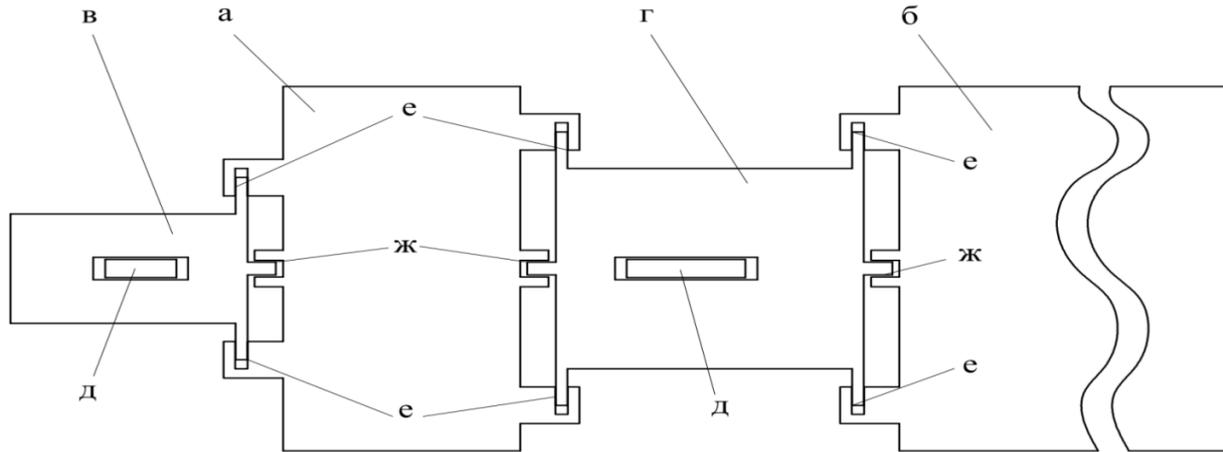


Рис. 2. Расчётная геометрическая схема: а – цилиндр 1 (высокого давления); б – цилиндр 2 (низкого давления); в – корпус переднего подшипника (КП1); г – корпус среднего подшипника (КП2); д – продольные шпонки; е – поперечные шпонки; ж – вертикальные шпонки

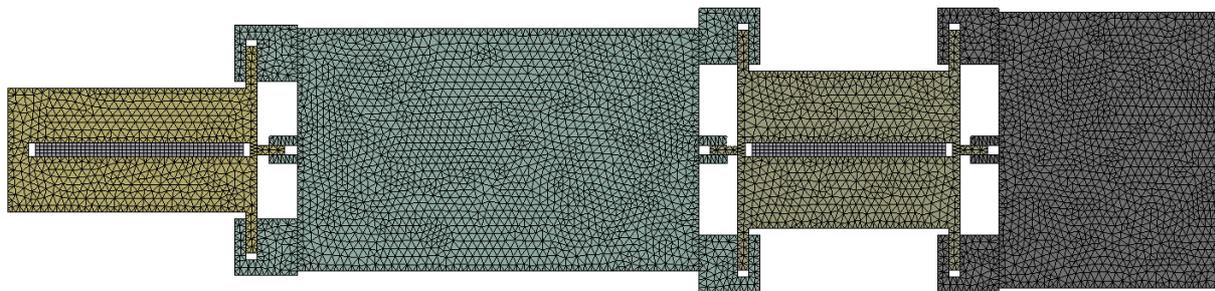


Рис. 3. Разбиение модели на элементы

были заданы не разбитыми на две части, как это имеет место в реальности, а цельными. Также жёстко зафиксирована сторона цилиндра 2 (см. рис. 2) со стороны генератора, моделируя фиксипункт турбины.

В качестве нагрузки, действующей на систему, для моделирования температурного перекося на фланцах горизонтального разъёма ЦВД задавалась неравномерная температура поперёк оси цилиндра 1 (см. рис. 2), которая приводила к его неравномерным тепловым деформациям. Температура линейно менялась от одной стороны цилиндра к другой. Моделировались температурные деформации системы при постепенном увеличении градиента температуры от 0 до 50 °С. Более высокая температура задавалась с правой стороны цилиндра 1, если смотреть со стороны корпуса переднего подшипника. Первоначальное взаимное положение цилиндров и корпусов подшипников было принято аналогичным положению, возникающему при равномерном прогреве цилиндров, т. е. зазоры в поперечных шпонках со стороны цилиндров считались полностью выбранными.

В результате моделирования установлено, что контакты между частями модели изменялись в порядке, представленном на рис. 4 и в таблице.

В таблице приведены значения температурного перекося, при котором возникал или исчезал контакт в элементах шпоночных соединений.

В результате моделирования установлено, что контакты в точках 1 и 2 присутствуют постоянно. Сразу после появления температурного перекося исчезает контакт в точке 3. При достижении величины температурного перекося значения в 1,1 °С возникает контакт на вертикальной шпонке между первым цилиндром и корпусом переднего подшипника и исчезает контакт на левой поперечной шпонке со стороны цилиндра. Первый контакт на продольных шпонках возникает при величине температурного перекося 2,5 °С. Наблюдается одностороннее касание в точке 6. При увеличении величины температурного перекося до 3,3 °С вновь появляется контакт на левой поперечной шпонке, но уже с противоположной стороны. При величине температурного перекося 4,6 °С появляется контакт в точке 8, на левой задней поперечной шпонке. Двусторонний контакт на продольной шпонке под передним корпусом подшипника возникает при величине перекося в 9,5 °С, т. е. можно утверждать, что значимых дополнительных сил трения на корпусе переднего подшипника при величине температурного перекося до 10 °С не возникает.

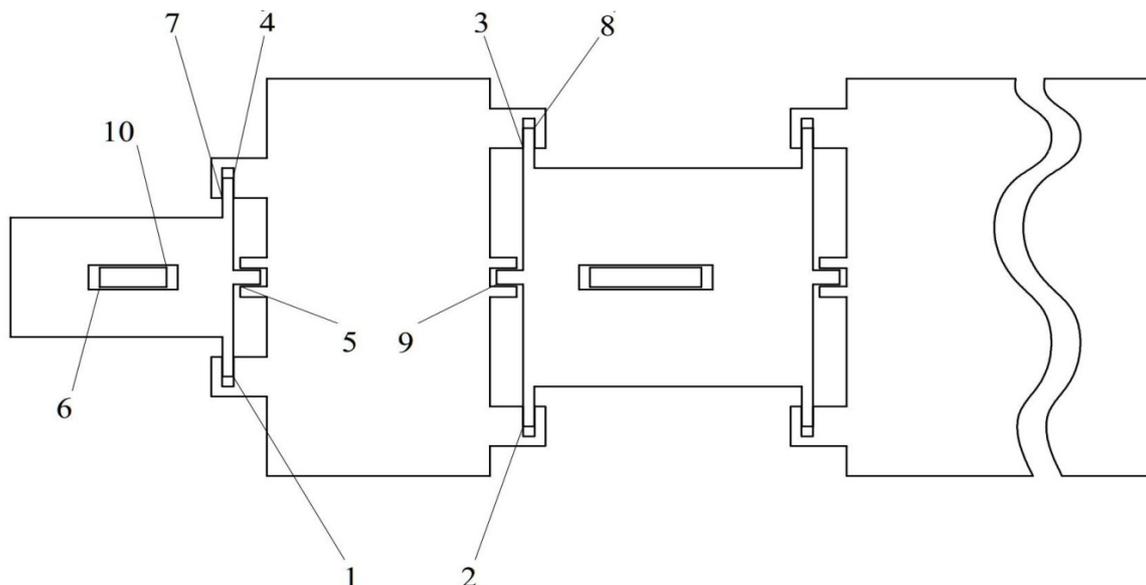


Рис. 4. Точки касания в шпоночных соединениях

Порядок изменения точек контакта в шпоночных соединениях

№ точки	Температурный перекося, °С	Примечание
1	0	Постоянный контакт
2	0	Постоянный контакт
3	>0	Контакт исчезает сразу при появлении температурного перекося
4	$\leq 1,1$	Контакт исчезает при увеличении температурного перекося
5	1,1	Момент касания
6	2,5	Момент касания
7	3,3	Момент касания
8	4,6	Момент касания
9	7,1	В диапазоне величины температурного перекося от 7,1 до 8,7° происходит смена касания
10	9,5	Момент касания

Предложенная модель позволила определить силы, действующие на продольные шпонки со стороны корпуса подшипника при различных значениях температурного перекося, а также суммарную силу трения, возникающую на поверхностях сопряжения корпуса подшипников и продольных шпонок с увеличением температурного перекося. Сила трения на этих поверхностях определялась как сумма значений сил, действующих на продольную шпонку со стороны корпуса подшипника, умноженная на коэффициент трения, величина которого, как и для аналитической модели, принята равной 0,3.

На рис. 5 представлены построенные по результатам расчётов по аналитической модели и по

модели МКЭ диаграммы влияния температурного перекося на фланце горизонтального разъёма ЦВД на изменение величин суммарных (на подошве корпуса подшипника и по продольным шпонкам) сил трения на поверхностях сопряжения корпуса переднего подшипника турбины с фундаментной рамой.

Сравнение результатов, полученных по двум моделям, показало, что для суммарных сил трения аналитическая модель в диапазоне изменения перекося от 2,5 до 20 °С даёт завышенные значения (для величины температурного перекося в 10 °С отклонение составляет 40 %, для 20 °С – 16 %). При увеличении значения температурного перекося на фланцах горизонтального разъёма ЦВД свыше 20 °С

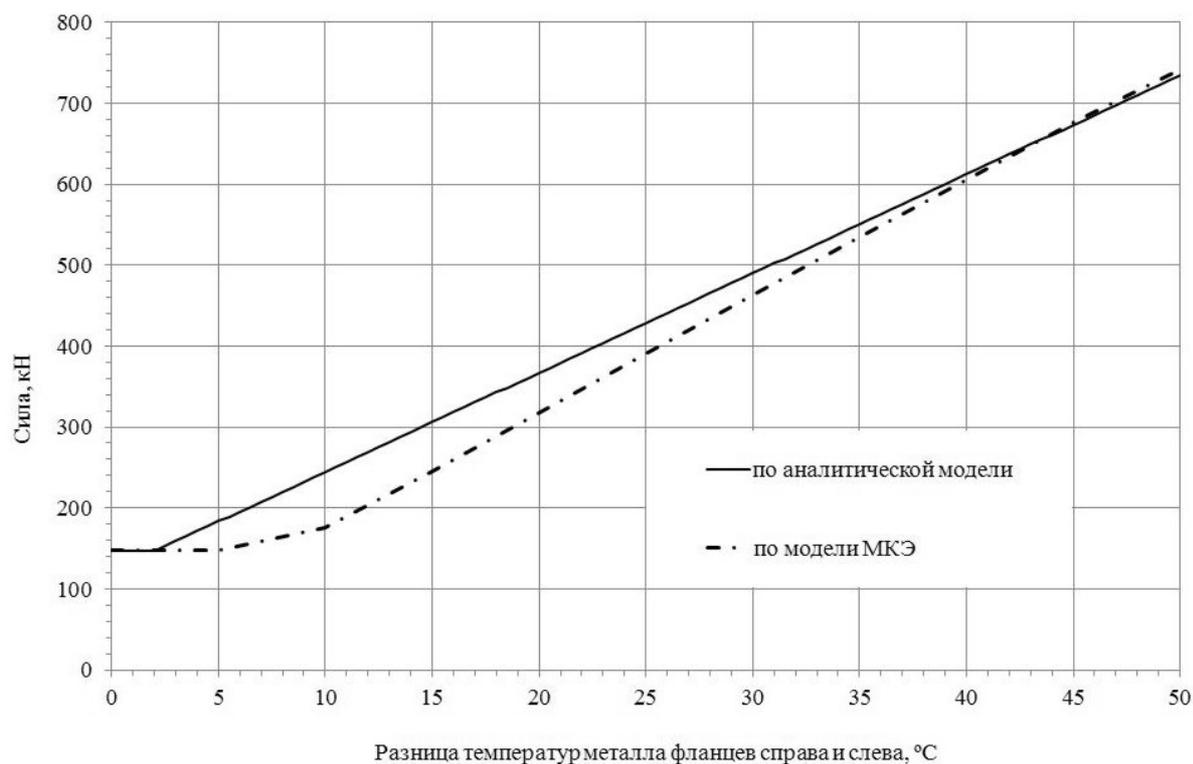


Рис. 5. Суммарные силы трения на поверхностях сопряжения

разница между значениями суммарной силы трения уменьшается (при 30 °C – 6 %, а при 45 °C – значения практически совпадают).

По результатам выполненного исследования можно сделать следующие основные выводы:

1. Разработаны модели системы тепловых расширений многоцилиндровой паровой турбины, основанные на двух разных методах для определения сил, возникающих при взаимодействии её элементов.

2. Исследование показало, что полученные в результате расчётов по обеим моделям значения величин сил трения, возникающих в паре «продольная шпонка – паз» переднего корпуса подшипника в результате температурного перекося на фланцах горизонтального разёма цилиндра высокого давления, для реально встречающегося в эксплуатации диапазона температурного перекося практически совпадают.

3. Установлено, что при величине температурного перекося на фланцах цилиндра высокого давления паровой турбины в 20 °C, которая достаточно часто наблюдается во время проведения пусковых операций, суммарная сила трения на поверхностях сопряжения переднего корпуса подшипника и фундаментной рамы увеличивается более чем вдвое по отношению к первоначальной силе трения, без температурного перекося.

4. Результаты расчётов по аналитической модели могут использоваться для оценки величин

сил трения, возникающих на продольных шпонках переднего корпуса подшипника при температурном перекося на фланцах сопряжённого с ним цилиндра высокого давления паровой турбины.

5. Предложенные модели позволяют при проектировании многоцилиндровых паровых турбин принимать обоснованные решения при назначении зазоров в паре «продольная шпонка – паз».

Литература

1. Авруцкий, Г.Д. Модель тепловых продольных перемещений паровых турбин / Г.Д. Авруцкий, В.Ф. Устинов, А.Н. Перфильев // *Теплоэнергетика*. – 2003. – № 6. – С. 44–48.
2. Бененсон, Е.И. Теплофикационные паровые турбины / Е.И. Бененсон, Л.С. Иоффе; под ред. Д.П. Бузина. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 271 с.
3. Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
4. Турбоустановка Т-100/120-130-4. Инструкция по эксплуатации. ТМТ-220800 ИЭ // Свердловск: ПО «Турбомоторный завод», 1979. – 164 с.
5. РТМ 108.021.102-85. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. – 18 с.
6. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины / В.В. Ермолаев, А.Ю. Сосновский, А.И. Шкляр и др. // *Электрические станции*. – 2002. – № 5. – С. 26–31.

Сосновский Андрей Юрьевич, канд. техн. наук, ЗАО «Инженерный центр «Уралтехэнерго», г. Екатеринбург; sosnovskiy66@mail.ru.

Мурманский Борис Ефимович, д-р техн. наук, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; mbesng@mail.ru.

Целищев Максим Фёдорович, канд. техн. наук, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; targget@gmail.com.

Бродов Юрий Миронович, д-р техн. наук, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; turbine66@mail.ru.

Поступила в редакцию 17 ноября 2015 г.

DOI: 10.14529/power160201

DEVELOPMENT OF MODELS ENABLING RESEARCH OF EFFECT OF TEMPERATURE STRATIFICATION ACROSS FLANGES OF CYLINDER CASING ON OPERATION OF THERMAL EXPANSION SYSTEM OF STEAM TURBINE

A.Yu. Sosnovskiy¹, sosnovskiy66@mail.ru,

B.E. Murmanskii², mbesng@mail.ru,

M.F. Tselishchev², targget@gmail.com,

Yu.M. Brodov², turbine66@mail.ru

¹ CJSC “Engineers center ‘Uraltekhenergo’”, Ekaterinburg, Russian Federation,

² Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation

The authors propose a generalized scheme of interaction between some steam turbine cylinder, a corresponding bearing pedestal and a turbine unit base (feather tongues). Based on this scheme, a simplified analytical model has been developed with methods of theoretical mechanics and strength of materials. It enables determination of the value of friction force applied at the feather tongues at the temperature difference between the left and right flanges of turbine case horizontal joint (temperature stratification). To verify assumptions of the analytical model, the authors have developed a model of interaction between the cylinder, bearing pedestal and feather tongues based on the finite element method.

Comparative calculations considering both models have proved that the values of friction forces at the feather tongues – bearing pedestal couple with the temperature stratification at flanges of the horizontal joint of the turbine high-pressure cylinder are almost the same for an actual operational range of temperature stratification. An analytical model provides with somewhat overestimated results.

The modeling results may be used for evaluation of friction forces at feather tongues of a front bearing pedestal under conditions of temperature stratification across the flanges of the conjugated high-pressure cylinder of the steam turbine. With the models proposed, designers of multi-cylinder steam turbines can make justified decisions when specifying the gap values for the feather tongues – bearing pedestal couple.

Keywords: turbine unit, thermal expansions, bearing pedestal, feather tongues, reliability, thermal condition.

References

1. Avrutskiy G.D., Ustinov V.F., Perfil'ev A.N. [The Model of Steam Turbine Thermal Moving]. *Thermal engineering*, 2003, no. 6, pp. 44–48. (in Russ.)
2. Benenson E.I., Ioffe L.S. *Teplofikacionnie parovie tyrbini* [Heating Steam Turbines], Moscow, Energoatomizdat Publ., 1986. 271 p.
3. Trukhniy A.D. *Statsionarnye parovye turbiny* [Stationary Steam Turbines]. 2nd ed. processed and added. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1990. 640 p.
4. *Turbostanovka T-100/120-130-4. Instruktsiya po ekspluatatsii. TMT-220800 IE* [Turbine Unit T-100/120-130-4. User's Manual. TMT-220800 IE]. Sverdlovsk, PO “Turbomotornyy zavod” Publ., 1979. 164 p.

5. *RTM 108.021.102-85. Agregaty paroturbinnye energeticheskie. Trebovaniya k fundamentam* [Steam Turbine Energetical Units. Base Requirements]. Leningrad, NPO TsKTI Publ., 1986. 18 p.

6. Ermolaev V.V., Sosnovskiy A.Yu., Shklyar A.I., Velikovich M.V., Fertikov M.V., Murmanskiiy B.E., Mitelman M.M. [Integrated Approach to a Normalizing of Turbine Thermal Expansions]. *Electric Power Stations*, 2002, no. 5, pp. 26–31. (in Russ.)

Received 17 November 2015

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Разработка моделей для исследования влияния температурного перекося по фланцам корпуса цилиндра на работу системы тепловых расширений паровой турбины / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, М.Ф. Целищев, Ю.М. Бродов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2016. – Т. 16, № 2. – С. 5–13. DOI: 10.14529/power160201

FOR CITATION

Sosnovskiy A.Yu., Murmanskiiy B.E., Tselishchev M.F., Brodov Yu.M. Development of Models Enabling Research of Effect of Temperature Stratification across Flanges of Cylinder Casing on Operation of Thermal Expansion System of Steam Turbine. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2016, vol. 16, no. 2, pp. 5–13. (in Russ.) DOI: 10.14529/power160201
