

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Жамбыл Гульвира Жамбылкызы

«Исследование переходных процессов в турбинах электростанции»

6М071700 – Теплоэнергетика

Диссертация на соискание академической степени
магистра теплоэнергетики

Научный руководитель:
д.т.н., проф. Генбач А. А.

Алматы, 2014

Перечень аббревиатур

ПГУ	Парогазовая установка
ГТУ	Газотурбинная установка
ПТУ	Паротурбинная установка
ЦНД	Цилиндр низкого давления
ЦВД	Цилиндр высокого давления
ЦСД	Цилиндр среднего давления
ЦСНД	Цилиндр среднего и низкого давления
ЧСД	Часть среднего давления

Содержание

Введение.....	7
1. Переходные процессы паровой турбины.....	8
2. Предельные тепловые потоки при переходных режимах турбин электростанций.....	
3. Предельные термические напряжения при переходных режимах турбин электростанций.....	
4. Инженерные мероприятия по повышению надежности и безопасности турбин при пусках и остановах турбин электростанций.....	
Заключение	
Список литературы.....	

Аннотация

Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж. Предельные тепловые потоки при переходных режимах турбин электростанций.

Рассмотрели проблемы переходных режимов работы паровых турбин. Исследован механизм возникновения в концентраторах напряжений активной паровой фазы. Показано, что взрывообразное (спонтанное) возникновение пузыря приводит к эрозии элементов турбины. Исследованы тепловые нагрузки, приводящие к разрушению деталей турбины в зависимости от времени их действия и глубины проникновения тепловой волны в металлическую поверхность. Определены размеры разрушающихся различных искусственных пористых покрытий, образующихся на поверхности деталей турбин в зависимости от тепловых нагрузок и времени их действия в окрестности активно действующего центра паровой фазы.

Андатпа

Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж. Электростанциялардың турбинасының ауыспалы режиміндегі шектік жылу тасқындары.

Бу турбинаның ауыспалы режимінің мәселелері қарастырылды. Кернеудің концентраторларында белсенді бу фазасы пайда болған тетігі зерттелінген. Жарылып шыққан торсықтар турбинаның бөлшектерін эрозияға әкелгені көрсетілген. Әрекет уақытының және жылу толқындары металл бетінде қандай тереңдікке киргенің тәуелді, турбина бөлшектерінің күйзеліске әкелетін жылу жүктемелері зерттелген. Турбина бөлшектерінің бетінде пайда болатын жылу жүктемелерімен және оның әрекетінің уақытында бу фазаның белсенді қолданыстағы орталығының маңайында түрлі жасанды болпылдақ жабындының өлшемдері тағайындалған.

Annotation

A. Genbach , G. Zhambyl. Limit heat fluxes with transients turbine power plants.

Examined the problems of transition modes of steam turbines. The mechanism of the occurrence of a stress concentrator active vapor phase. It is shown that The explosive (spontaneous) appearance bladder leads to the erosion of turbine elements. Investigated thermal stresses lead to the destruction of turbine parts, depending on the time of the action and the depth of penetration of the thermal wave in the metal surface. The sizes of collapsing different artificial porous coating formed on the surface of turbine parts, depending on the heat load and the time of their action in the vicinity of active center vapor.

Введение

К переходным режимам относятся такие процессы как пуски и остановы турбины. Пуски и остановы паровой турбины являются наиболее ответственными этапами эксплуатации паротурбинной установки. Эти операции связаны со значительными изменениями механического и термического состояния элементов турбины и паропроводов. Поэтому от правильного проведения режимов пуска и останова существенно зависят эксплуатационная надежность и долговечность турбоагрегата.

В работе проводится исследование удельных тепловых потоков, которые могут возникнуть при пуске (останове) в основании паровых пузырей, взрывообразно рождающихся на поверхностях ротора и статора турбины, а также паропроводах свежего и острого пара.

Представлена картина динамики процесса появления, жизни и гибели одиночного пузыря в активной позе (концентраторе напряжений) турбинной поверхности, покрытой пористой структурой. Структура может быть искусственной, организованной для охлаждения турбинных деталей, либо естественной (различные отложения, соли, налеты металлов и др.).

Показан график зависимости тепловых потоков, вызывающих напряжения сжатия тонкого кварцевого пористого покрытия ($\varepsilon=5\%$) в зависимости от времени действия для различной толщины отрывающихся частиц или глубины проникновения тепловой волны δ ; а также напряжения растяжения и достаточные для разрушения, оплавления поверхности, меди и нержавеющей стали.

А также рассмотрели модель возникновения трещин в концентраторах напряжений при переходных режимах турбин электростанций. В ходе исследования был раскрыт механизм действия предельных термических напряжений и выявлены виды наиболее вероятных напряжений.

1. Переходные процессы паровой турбины

Переходный, или нестационарный режим работы — это процесс перехода от одного стационарного режима к другому. Поскольку параметры пара и температурное состояние деталей на различных стационарных режимах разные, то в процессе переходного периода параметры пара и температурное состояние деталей изменяются, что приводит к ряду новых явлений. Несмотря на то, что каждый из стационарных режимов не представляет для турбины непосредственной опасности, сам переходный процесс может быть очень опасным, провоцируя в некоторых случаях аварийную ситуацию. Особую опасность при переходных режимах вызывает изменение внутри турбины температуры, неодинаковость во времени температурных расширений вращающихся и неподвижных деталей вызывает опасность задеваний с тяжелой аварией; возникающие температурные напряжения, не приводя к каким-либо опасным ситуациям в текущий момент, при циклическом повторении, часто спустя годы, приводят к появлению трещин малоциклового усталости [5].

Вопросы переходных режимов являются основными в понимании теории эксплуатации паро(газо)-турбинных установок. Умение решать подобные задачи в условиях эксплуатации турбомашин позволяет повысить их надежность, экономичность, маневренность (подвижность) с учетом жестких требований экологии.

Пуски и остановы турбомашин приводит к существенным изменениям их механического и термического состояний, а также примыкающим к турбинам трубопроводов, клапанов, патрубков. От происходящих при этом изменений зависит эксплуатационная надежность и долговечность, экономичность и способность к маневренности турбин, влияние на экологию.

Анализ аварий ПТУ показывает, что большинство из них происходит при пусках. Причины сводятся к трем основным факторам: неправильно выбран режим прогрева турбомашин; ошибки персонала; конструкционные недостатки, допущенные при стадии проектирования и изготовления, а также при монтаже и ремонте турбины.

К наиболее сложным случаям неустановившегося тепломеханического состояния турбины относится пуск, поскольку

возникающие в процессе его термические и механические напряжения в элементах агрегата, как правило, суммируются. Кроме того, при пуске неостывших турбин возникают дополнительные трудности, которые не встречаются в процессах остановки. Особые проблемы возникают при пуске блочных турбоагрегатов на докритические и закритические параметры пара.

Явления, вызываемые нестационарностью теплового состояния элементов турбины при пуске:

- а) появление термических напряжений в стенках и фланцах корпуса турбины, паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов;
- б) появление дополнительных растягивающих напряжений в шпильках горизонтального разъема корпуса турбины, а также в шпильках фланцевых соединений клапанов и паропроводов;
- в) возникновение термических напряжений в роторе турбины;
- г) возникновение прогиба цилиндра вследствие разности температур верхней и нижней части корпуса турбины.

Все перечисленные явления усложняют пуск турбины, увеличивают продолжительность его и могут послужить причиной аварии при нарушении режима прогрева [1].

При пуске турбины ее состояние условно можно охарактеризовать как механическое, так и термическое. Детали и узлы работают по действием статических и динамических нагрузок.

Классификация пусков турбины:

1. Пуск из холодного состояния – процесс, которому отвечает температура турбины (т.е. стенки в районе паровпуска), не повышающая 150°C , при этом котел и паропроводы находятся в полностью остывшем состоянии. Для крупных энергоблоков такое состояние достигается не менее, чем через 90 – 100 часов, а время пуска из этого состояния – не менее 6 – 7 часов, иногда достигает 12 часов и более. На АЭС это время значительно меньше (3 часа и более).

2. Пуск из горячего состояния – температура турбины не менее $420 - 450^{\circ}\text{C}$. Такое снижение температуры происходит за 6 – 10 часов (например, после начного простоя).

3. Пуск из неостывшего состояния – характеризуется значением температуры, имеющим промежуточное значение (после простоя в субботу и воскресенье).

Определим предельное состояние поверхности материала методом термоупругости [3-5].

При термическом разрушении металлической стенки, имеющим место в ПГУ, ГТУ, ПТУ, требуется выяснить влияние величины удельного теплового потока, подводимого к поверхности, и времени воздействия его, на создание разрушающих напряжений и глубину проникновения температурного возмущения.

В работе проводится оценка величины напряжения сжатия. При возрастании температуры среды за очень короткий промежуток времени динамические эффекты становятся весьма значительными, напряжения сжатия достигают больших значений, часто в несколько раз превышающих предел прочности материала на сжатие. Поэтому необходимо учесть эти напряжения в механизме термического разрушения материала. Требуется выяснить, какой вид напряжений достигает раньше своих предельных значений для проводимых тепловых потоков.

Рассмотрим свободную со всех сторон пластинку толщиной 2δ . К поверхности $z=+\delta$, начиная с момента времени $\tau=0$, подводится постоянный удельный тепловой поток. Нижняя поверхность $z=-\delta$ и боковые края пластины – теплоизолированы.

Уравнение теплопроводности с граничными и начальными условиями запишется в виде:

$$\begin{aligned} a_{cm} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} &= \frac{\partial T}{\partial \tau}; \\ T &= 0, \tau < 0; \\ \lambda_{cm} \frac{\partial T}{\partial z} &= q, z = +\delta; \\ \lambda_{cm} \frac{\partial T}{\partial z} &= 0, z = -\delta. \end{aligned} \quad (1)$$

Распределение температуры по толщине зависит от теплофизических свойств материала, величины теплового потока и времени его подачи [3].

$$\begin{aligned} T\left(\frac{z}{\delta}; \delta\right) &= q \left\{ \frac{\nu}{2(c\rho\lambda)_{cm}} \tau + \frac{3z^2/\delta^2 + 6z/\delta - 1}{12\nu} - \frac{4}{\pi^2\nu} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp\left[-n^2 \frac{\pi^2\nu^2}{4(c\rho\lambda)_{cm}} \tau\right] \cos\left[\frac{\pi n}{2} \left(\frac{z}{\delta} + 1\right)\right] \right\}, \\ \nu &= \frac{\lambda_{cm}}{\delta}. \end{aligned} \quad (2)$$

Зная распределение температуры в пластине, вычисляют термические напряжения растяжения и сжатия, возникающие в некоторый момент времени τ на различной глубине от поверхности δ_i ($\delta=z_i$) при данном значении теплового потока q . Пластина с переменной по толщине температурой находится в плоско напряженном состоянии. Напряжения определяются по уравнению:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = -\frac{\beta_t E}{(1-\mu)} T\left(\frac{z}{\delta}; \tau\right) + \frac{1}{(1-\mu)2\delta} \int_{-\delta}^{+\delta} \beta_t E T\left(\frac{z}{\delta}; \tau\right) dz, \quad (3)$$

где первый член – составляющая напряжения сжатия, а второй – растяжения; β_t -коэффициент линейного расширения; E – модуль Юнга.

Зная распределение температуры в пластине, вычисляют термические напряжения растяжения и сжатия, возникающие в некоторый момент времени τ на различной глубине от поверхности δ_i ($\delta=z_i$) при данном значении теплового потока q . Пластина с переменной по толщине температурой находится в плоско напряженном состоянии. Напряжения определяются по уравнению:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = -\frac{\beta_t E}{(1-\mu)} T\left(\frac{z}{\delta}; \tau\right) + \frac{1}{(1-\mu)2\delta} \int_{-\delta}^{+\delta} \beta_t E T\left(\frac{z}{\delta}; \tau\right) dz, \quad (3)$$

где первый член – составляющая напряжения сжатия, а второй – растяжения; β_t -коэффициент линейного расширения; E – модуль Юнга.

Задаваясь предельными значениями напряжения сжатия и растяжения для каждого материала, получают функциональную зависимость теплового потока, вызывающего разрушение, от времени подачи и глубины проникновения. Кроме того, приравнивая температуры на поверхности пластины к температуре плавления металла, находят значения удельных тепловых потоков, необходимых для расплавления поверхностного слоя за различный промежуток времени их действия. Таким образом, в каждом конкретном случае имеют функциональные зависимости теплового потока от времени воздействия его на конструкционную поверхность:

- плавление поверхности пластины:

$$q_1 = T_{na} / \left\{ \frac{v}{2(c\rho\lambda)_{CT}} \tau + \frac{2}{3v} - \frac{4}{\pi^2 v} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp[-(n\pi v)^2 \tau / 4(c\rho\lambda)_{CT}] \cos n\pi \right\}; \quad (4)$$

- создание предельных напряжений сжатия

$$q_2 = \frac{(1-\mu)\sigma_{np.cж}}{\beta_i E} / \left\{ \frac{\nu}{2(c\rho\lambda)_{CT}} \tau + \frac{3z^2/\delta^2 + 6z/\delta - 1}{12\nu} - \frac{4}{\pi^2\nu} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp[-(n\pi\nu)^2 \tau / 4(c\rho\lambda)_{CT}] \cos\left[\frac{n\pi}{2}\left(\frac{z}{\delta} + 1\right)\right] \right\}; \quad (5)$$

- создание предельных напряжений растяжения

$$q_3 = \frac{(1-\mu)\sigma_{np.pac}}{\beta_i E} / \frac{\nu}{2(c\rho\lambda)_{CT}} \tau. \quad (6)$$

Для расчета выберем пластину из меди, функциональные зависимости q_1 , q_2 и q_3 были рассчитаны для таких материалов, как медь и нержавеющая сталь. Для расчета мы использовали программу Microsoft Excel. Термомеханические характеристики для данных материалов представлены в таблице 1.1 [5].

Таблица 1. 1 – Термомеханические свойства меди и нержавеющей стали

Материал	ρ , $кг/м^3 \cdot 10^3$	β , $1/К \cdot 10^{-5}$	C , $Дж/кгс$	λ , $Вт/мК$	$T_{пл}, ^\circ C$	μ	E , $Н/м^2 \cdot 10^8$	$\sigma_{np.p.}$, $Н/м^2 \cdot 10^6$	$\sigma_{np.cж.}$, $Н/м^2 \cdot 10^6$
Медь (Cu+0, Fe)	8,9	1,6	390	390	1100	0,34	11,8	220	1570
Нержавеющая сталь 1Х18Н9Т	7,8	1,1	516	16	1300	0,35	21,6	700	2500

Результаты расчетов для меди представлены в таблице 1. 2 и на рис. 1.1

Таблица 1. 2 – Результаты расчетов тепловых потоков.

тепловые потоки, вызывающие плавление поверхности пластины $q_1, 10^7, \text{Вт/м}^2$																	
$\tau, \text{с}$	$\delta, \text{м}$	$v, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	$\delta=0,0002\text{м}$	$\delta=0,0003\text{м}$	$\delta=0,0001\text{м}$	$\delta=0,0004\text{м}$	$\delta=0,0006\text{м}$	$\delta=0,0008\text{м}$	$\delta=0,001\text{м}$	$\delta=0,0015\text{м}$	$\delta=0,002\text{м}$	$\delta=0,0025\text{м}$	$\delta=0,004\text{м}$	$\delta=0,0045\text{м}$	$\delta=0,006\text{м}$	$\delta=0,0065\text{м}$	$\delta=0,007\text{м}$
1E-08	0,0002	1950000	8167,835	5596,989	59656,349	5094,178	3996,548	3006,902	2409,104	1286,765	896,610	689,867	500,286	490,719	460,076	477,777	483,090
5E-08	0,0003	1300000	7296,987	5206,883	45273,921	4849,013	3894,440	2960,582	2384,543	1280,733	894,217	688,682	499,948	490,457	459,938	477,654	482,983
1E-07	0,0001	3900000	6644,755	4922,461	34921,646	4647,642	3793,297	2910,296	2356,579	1273,510	891,297	687,224	499,528	490,131	459,765	477,502	482,850
5E-07	0,0004	975000	3917,339	3652,519	12342,996	3820,307	3366,833	2665,536	2202,279	1225,880	870,482	676,408	496,272	487,586	458,404	476,294	481,795
0,000001	0,0006	650000	2589,127	2769,415	6826,162	3161,260	3041,898	2490,776	2087,972	1183,307	849,455	664,701	492,437	484,553	456,748	474,819	480,502
0,00001	0,001	390000	364,508	517,451	754,665	770,123	1123,600	1215,218	1222,258	873,898	691,055	567,671	449,272	447,807	433,520	453,452	461,271
0,00005	0,0015	260000	75,644	112,148	152,362	176,564	295,475	371,239	432,005	418,149	407,403	384,373	369,296	378,830	384,781	406,409	416,823
0,0001	0,002	195000	38,001	56,666	76,271	89,927	153,790	198,721	238,916	253,134	269,269	274,026	305,589	323,131	347,646	371,476	384,487
0,001	0,004	97500	11,703	16,019	20,615	27,438	41,060	57,598	75,466	105,986	131,223	145,734	223,336	243,807	282,505	304,153	321,099
0,005	0,0045	86667	2,342	3,207	4,123	5,496	8,240	11,589	15,236	21,648	27,232	30,851	51,204	57,705	74,291	83,006	90,981
0,01	0,006	65000	1,171	1,603	2,062	2,749	4,122	5,799	7,627	10,853	13,680	15,539	26,079	29,530	38,667	43,484	47,990
0,05	0,0065	60000	0,234	0,321	0,412	0,550	0,825	1,161	1,527	2,175	2,746	3,126	5,295	6,019	7,996	9,042	10,039
0,1	0,007	55714	0,117	0,160	0,206	0,275	0,412	0,580	0,764	1,088	1,374	1,564	2,652	3,017	4,015	4,544	5,049
0,5			0,023	0,032	0,041	0,055	0,082	0,116	0,153	0,218	0,275	0,313	0,531	0,604	0,806	0,912	1,014
5			0,002	0,003	0,004	0,005	0,008	0,012	0,015	0,022	0,027	0,031	0,053	0,060	0,081	0,091	0,102
10			0,001	0,002	0,002	0,003	0,004	0,006	0,008	0,011	0,014	0,016	0,027	0,030	0,040	0,046	0,051
тепловые потоки, вызывающие напряжения сжатия $q_2, 10^7, \text{Вт/м}^2$																	
$\tau, \text{с}$	$\delta, \text{м}$	$v, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	$\delta=0,0002\text{м}$	$\delta=0,0003\text{м}$	$\delta=0,0001\text{м}$	$\delta=0,0004\text{м}$	$\delta=0,0006\text{м}$	$\delta=0,0008\text{м}$	$\delta=0,001\text{м}$	$\delta=0,0015\text{м}$	$\delta=0,002\text{м}$	$\delta=0,0025\text{м}$	$\delta=0,004\text{м}$	$\delta=0,0045\text{м}$	$\delta=0,006\text{м}$	$\delta=0,0065\text{м}$	$\delta=0,007\text{м}$
1E-08	0,0002	1950000	54,945	48,116	74,412	44,924	44,787	44,276	43,614	43,024	42,840	42,587	41,415	41,387	40,434	38,838	38,443
5E-08	0,0003	1300000	53,826	48,089	112,950	44,942	38,819	40,251	43,613	43,023	42,840	42,587	41,415	41,387	40,434	38,838	38,443
1E-07	0,0001	3900000	52,024	47,796	87,119	44,888	38,815	37,566	43,612	43,023	42,840	42,587	41,415	41,387	40,434	38,838	38,443
5E-07	0,0004	975000	40,865	44,831	30,792	43,918	38,661	40,206	43,594	43,019	42,840	42,586	41,415	41,387	40,434	38,838	38,443
0,000001	0,0006	650000	26,854	41,570	17,029	42,688	38,414	40,124	43,560	43,013	42,830	42,585	41,415	41,387	40,434	38,838	38,443
0,00001	0,001	390000	4,470	14,401	1,883	22,703	34,411	42,460	42,839	42,865	42,790	42,566	41,412	41,385	40,434	38,838	38,443
0,00005	0,0015	260000	1,484	5,114	0,380	11,399	23,518	36,326	39,898	42,206	42,570	42,476	41,399	41,377	40,431	38,836	38,442
0,0001	0,002	195000	0,752	2,699	0,190	5,869	12,962	23,311	36,744	41,409	42,300	42,363	41,381	41,366	40,428	38,834	38,440
0,0005	0,0025	156000	0,152	0,565	0,038	1,327	3,966	12,580	22,509	35,978	40,270	41,484	41,243	41,279	40,401	38,815	38,426
0,001	0,004	97500	0,076	0,284	0,019	0,749	2,124	6,211	13,674	20,124	29,350	40,434	41,072	41,171	40,367	38,791	38,408
0,01	0,006	65000	0,008	0,029	0,002	0,076	0,227	0,745	1,990	4,554	10,260	17,716	23,520	30,775	39,767	38,370	38,097
0,05	0,0065	60000	0,107	0,137	0,152	0,305	0,457	0,910	1,131	1,088	3,163	7,411	13,929	18,531	30,226	36,603	36,770
0,1	0,007	55714	0,001	0,003	0,000	0,008	0,023	0,076	0,208	0,557	1,696	4,291	6,940	11,801	18,199	29,220	35,237
0,5			0,0002	0,0006	0,0000	0,0015	0,0046	0,015	0,042	0,114	0,360	0,982	2,583	6,455	11,556	18,479	26,422
5			0,0000	0,0001	0,0000	0,0002	0,0005	0,002	0,004	0,011	0,037	0,102	0,313	0,826	2,672	5,890	10,932
10			0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0002	0,001	0,002	0,006	0,018	0,051	0,188	0,437	0,764	1,154	3,364
тепловые потоки, вызывающие напряжения растяжения $q_3, 10^7, \text{Вт/м}^2$																	
$\tau, \text{с}$	$\delta, \text{м}$	$v, \text{Вт/(м}^2\text{К)}$	$\delta=0,0002\text{м}$	$\delta=0,0003\text{м}$	$\delta=0,0001\text{м}$	$\delta=0,0004\text{м}$	$\delta=0,0006\text{м}$	$\delta=0,0008\text{м}$	$\delta=0,001\text{м}$	$\delta=0,0015\text{м}$	$\delta=0,002\text{м}$	$\delta=0,0025\text{м}$	$\delta=0,004\text{м}$	$\delta=0,0045\text{м}$	$\delta=0,006\text{м}$	$\delta=0,0065\text{м}$	$\delta=0,007\text{м}$
1E-08	0,0002	1950000	1067773729	1601660593	533886864	2135547458	3203321186	4270000000	5338868644	8010000000	10700000000	13347171610	21400000000	24000000000	32033211864,0	34700000000,0	37400000000,0
5E-08	0,0003	1300000	213554746	320332119	106777373	427109492	640664237	854000000	1067773729	1600000000	2140000000	2669434322	4270000000	4800000000	6406642373,0	6940000000,0	7470000000,0
1E-07	0,0001	3900000	106777373	160166059	53388686	213554746	320332119	427000000	533886864	801000000	1070000000	1334717161	2140000000	2400000000	3203321186,0	3470000000,0	3740000000,0
5E-07	0,0004	975000	21355475	32033212	10677737	42710949	64066424	85421898	106777373	160000000	214000000	266943432	427000000	480000000	640664237,3	694000000,0	747000000,0
0,000001	0,0006	650000	10677737	16016606	5338869	21355475	32033212	42710949	53388686	80083030	107000000	133471716	214000000	240000000	320332118,6	347000000,0	374000000,0
0,00001	0,001	390000	1067774	1601661	533887	2135547	3203321	4271095	5338869	8008303	10677737	13347172	21355475	24024909	32033211,9	34702646,0	37372081,0
0,00005	0,0015	260000	213555	320332	106777	427109	640664	854219	1067774	1601661	2135547	2669434	4271095	4804982	6406642,4	6940529,0	7474416,0
0,0001	0,002	195000	106777,4	160166,1	53388,7	213554,7	320332,1	427109,5	533886,9	800830,3	1067774,0	1334717,2	2135547,0	2402491,0	3203321,2	3470265,0	3737208,0
0,001	0,004	97500	10677,7	16016,6	5338,9	21355,5	32033,2	42711,0	53388,7	80083,0	106777,4	133471,7	213554,7	240249,1	320332,1	347026,5	373720,8
0,005	0,0045	86667	2135,5	3203,3	1067,8	4271,1	6406,6	8542,2	10677,7	16016,6	21355,5	26694,3	42711,0	48049,8	64066,4	69405,3	74744,2
0,01	0,006	65000	1067,8	1601,7	533,9	2135,5	3203,3	4271,1	5338,9	8008,3	10677,7	13347,2	21355,5	24024,9	32033,2	34702,7	37372,1
0,05	0,0065	60000	213,6	320,3	106,8	427,1	640,7	854,2	1067,8	1601,7	2135,5	2669,4	4271,1	4805,0	6406,6	6940,5	7474,4
0,1	0,007	55714	106,8	160,2	53,4	213,6	320,3	427,1	533,9	800,8	1067,8	1334,7	2135,5	2402,5	3203,3	3470,3	3737,2
0,5			21,4	32,0	10,7	42,7	64,1	85,4	106,8	160,2	213,6	266,9	427,1	480,5	640,7	694,1	747,4
5			2,1	3,2	1,1	4,3	6,4	8,5	10,7	16,0	21,4	26,7	42,7	48,0	64,1	69,4	74,7
10			1,1	1,6	0,5	2,1	3,2	4,3	5,3	8,0	10,7	13,3	21,4	24,0	32,0	34,7	37,4

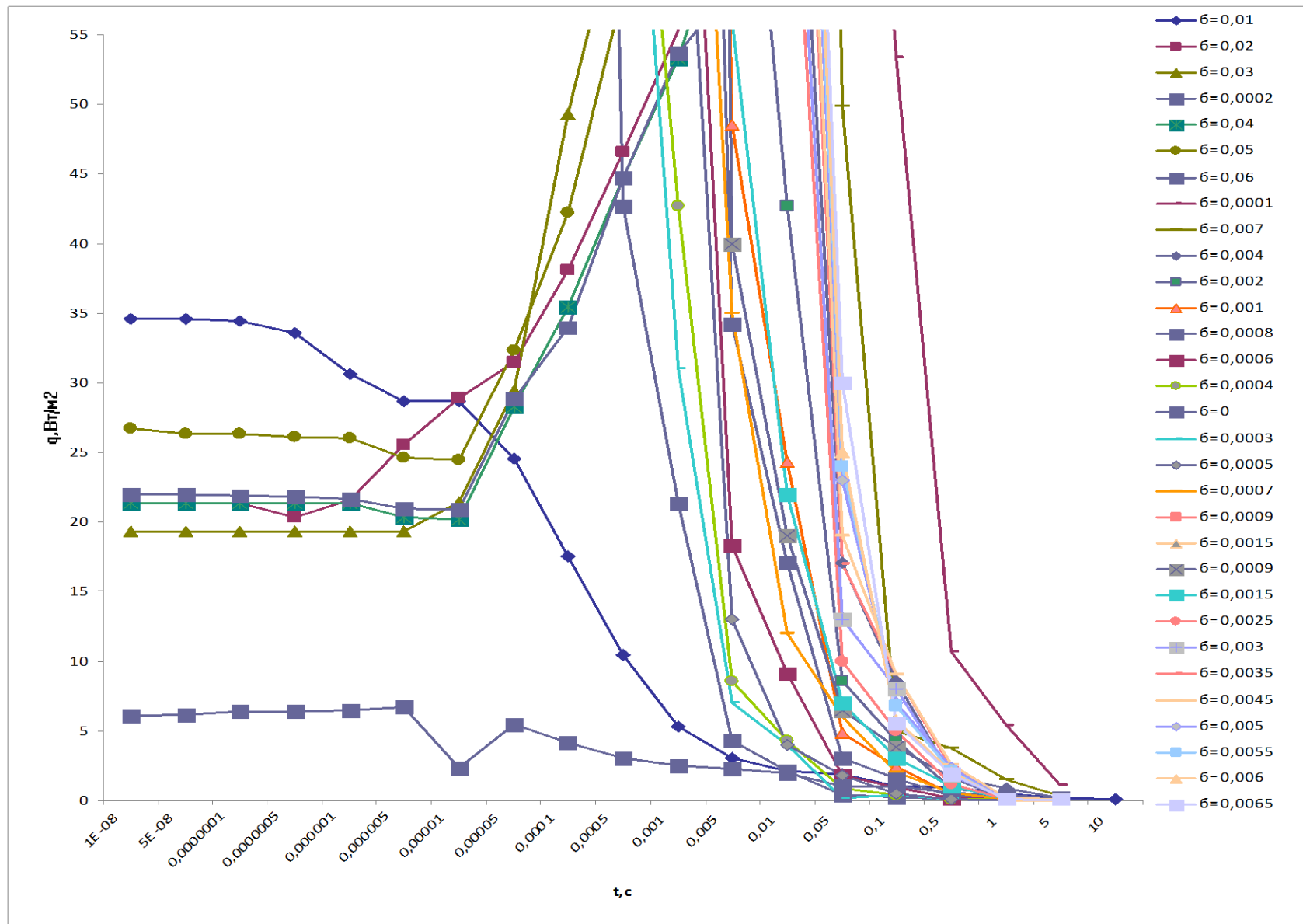


Рис. 1. 1 - Зависимость тепловых потоков, вызывающих напряжения сжатия и растяжения металлов в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины.

Сравнение тепловых потоков меди и пористого образца при $b=0,0025$ зависимости

1. Для зависимости теплового потока, вызывающего плавление поверхности

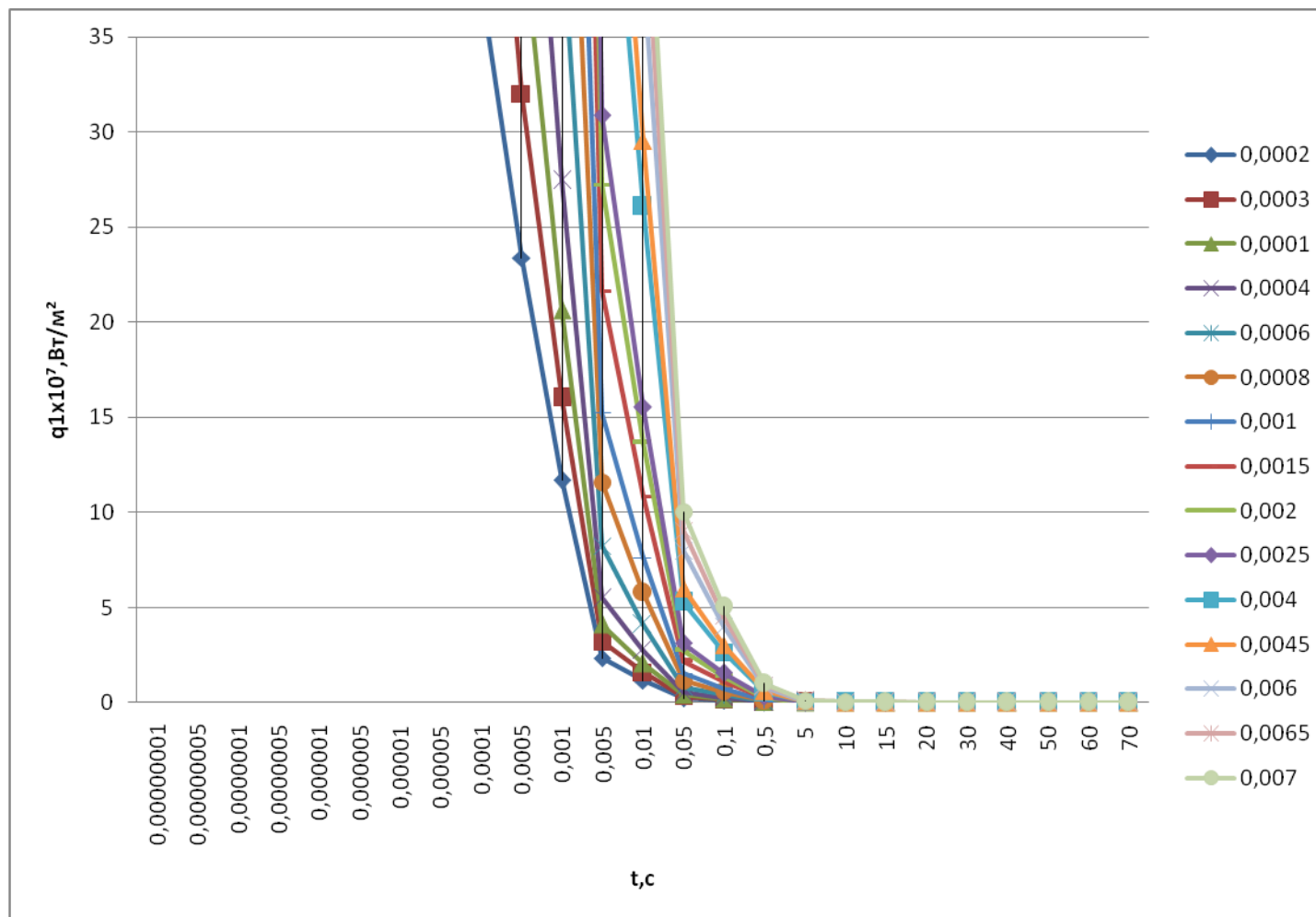


Рисунок 1.2 – Зависимость теплового потока, вызывающего плавление поверхности пластины в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины

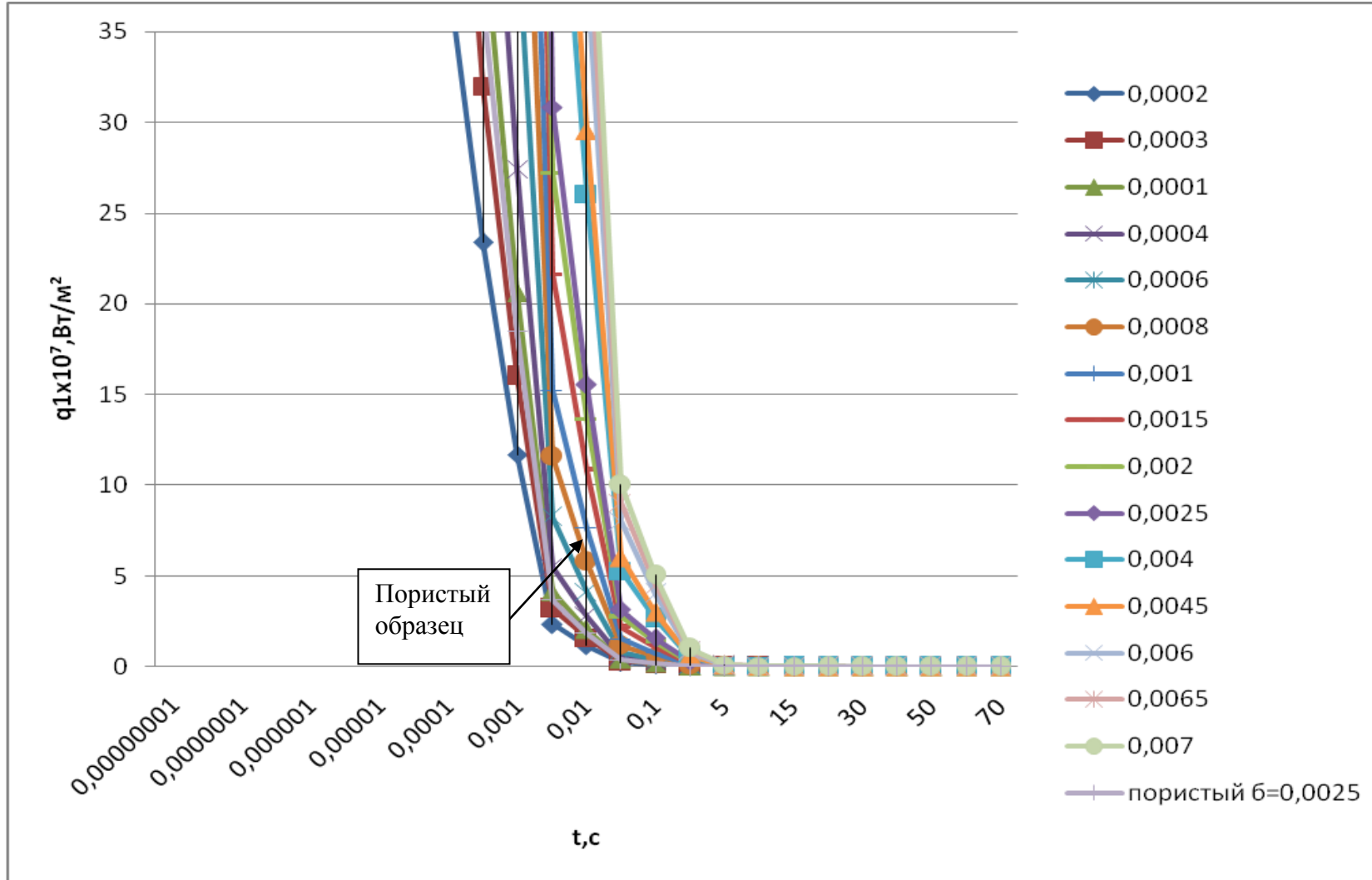


Рисунок 1.3 – Зависимость теплового потока, вызывающего плавление поверхности пластины в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины меди и пористого образца при $b=0,0025$

2. Для зависимости теплового потока, вызывающего напряжение сжатия

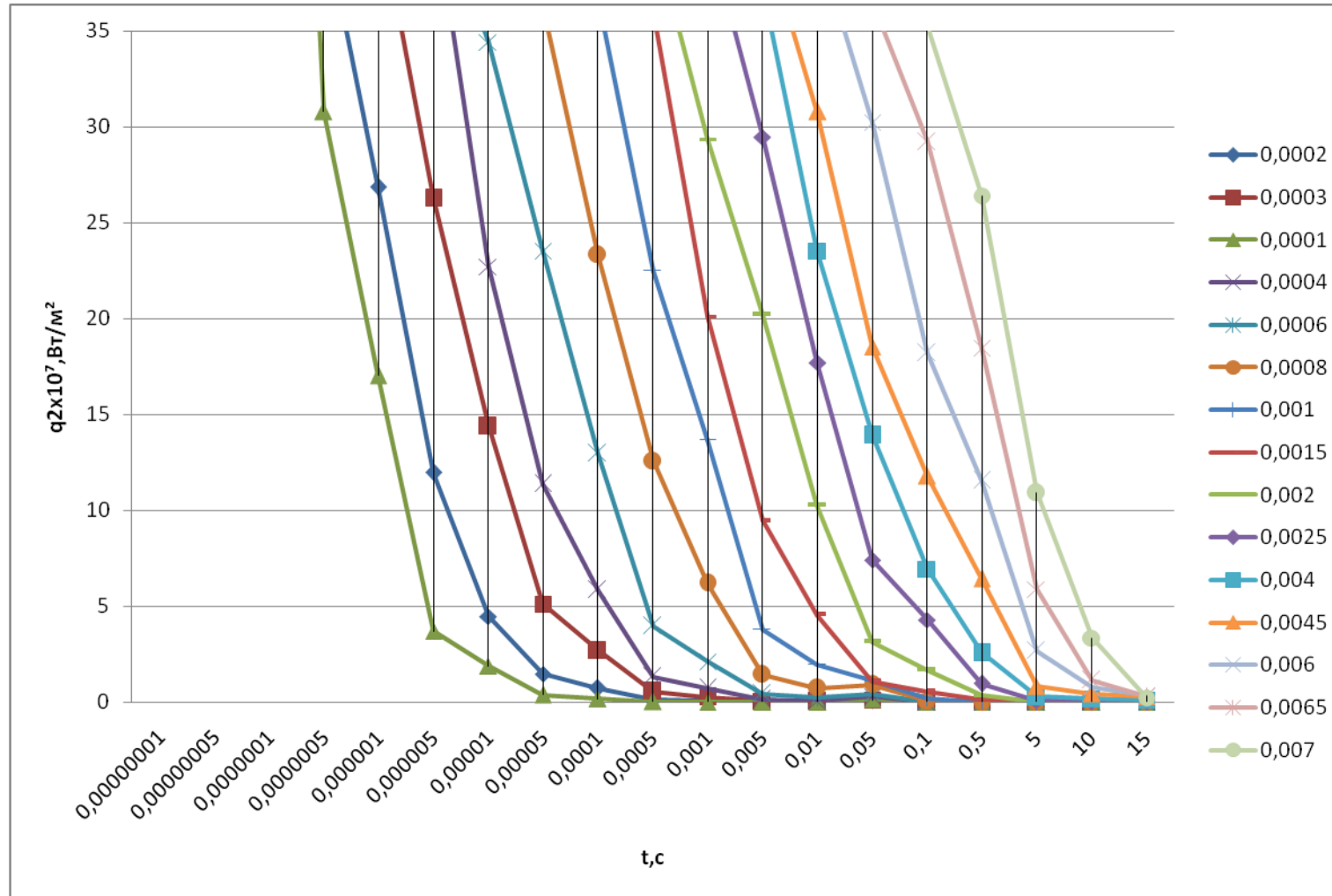


Рисунок 1.4 – Зависимость теплового потока, вызывающего напряжения сжатия в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины

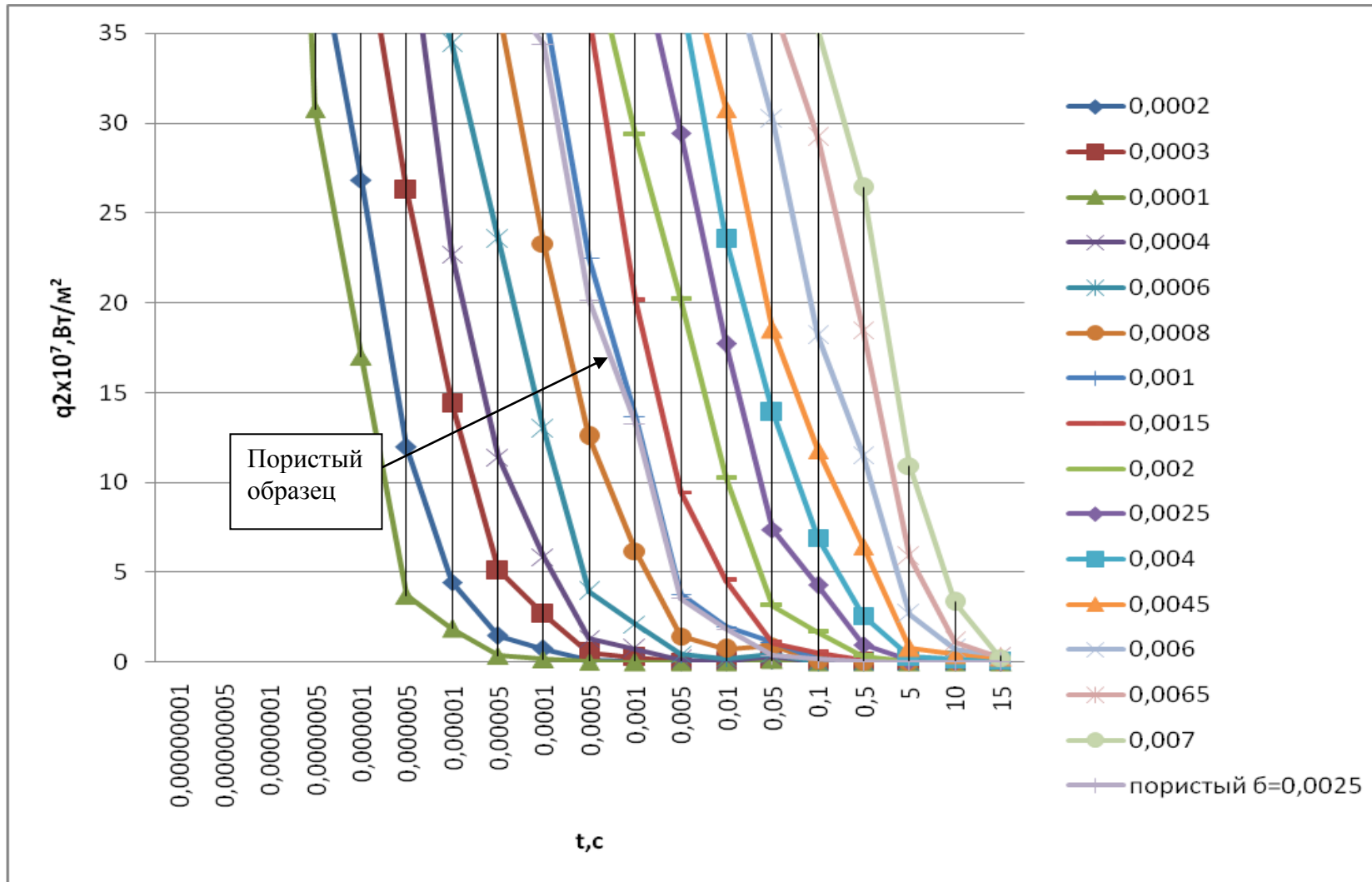


Рисунок 1.5 – Зависимость теплового потока, вызывающего напряжение сжатия в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины меди и пористого образца при $b=0,0025$

3. Для зависимости теплового потока, вызывающего напряжения растяжения

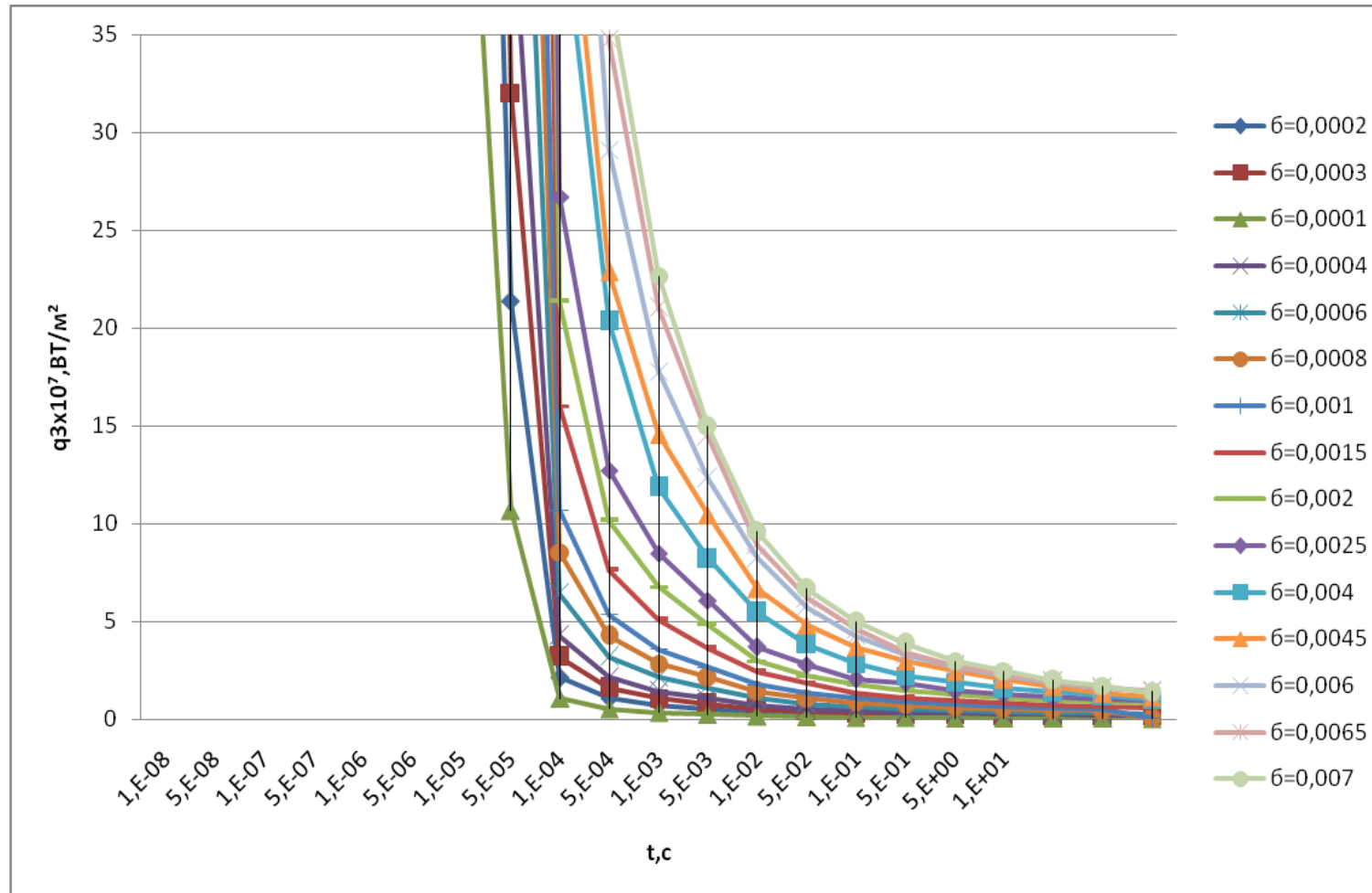


Рисунок 1.6 – Зависимость теплового потока, вызывающего напряжения растяжения в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины

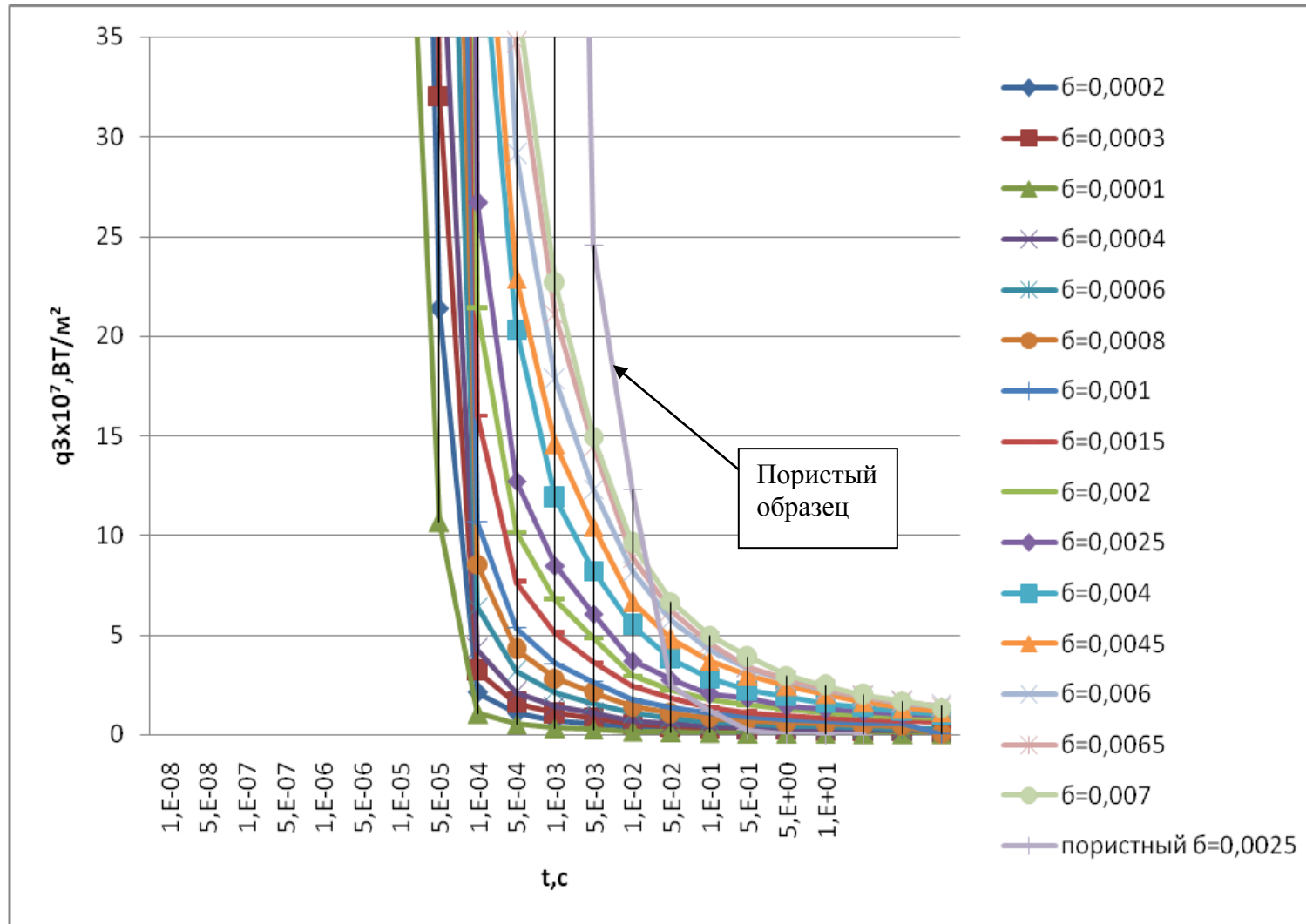


Рисунок 1.7 – Зависимость теплового потока, вызывающего напряжения растяжения в зависимости от времени действия для различной величины критической трещины меди и пористого образца при $b=0,0025$

Тепловые потоки подсчитаны от 10^{-8} до 10^3 с. Нижний предел этого интервала 10^{-7} с - время релаксации. Для интервалов времени (10^{-8} - $5 \cdot 10^3$)с соотношение для величин q_1 и q_2 теряют физический смысл, так как в данной задаче за основу принимают уравнение теплопроводности [1].

Участки кривых сжатия, определяющие размер трещин величиной $b > 0,3 \cdot 10^{-3}$ м для больших тепловых потоков и малых τ , экранируются кривой плавления II, а в случае малых тепловых потоков и значительных интервалов времени – кривой растяжения I.

Терморазрушение от напряжения растяжения протекает за время ($1 \cdot 10^{-4}$ - $5 \cdot 10^2$)с.

Плавление поверхности медной пластины протекает за время ($5 \cdot 10^{-3}$ - 5)с.

Терморазрушение от напряжения сжатия протекает за время ($5 \cdot 10^{-5}$ - 15)с.

Пористый образец позволяет моделировать реальные детали и узлы турбомашин. В качестве модели выбирался материал с малой пористостью (например, горная порода – кварц). Также образцы собраны из сетчатых капиллярно-пористых материалов. Модели позволяют имитировать канавки в теле статора и ротора; лабиринтные уплотнения; защитные покрытия от эрозии; охлаждающие материалы для защиты лопаток, дисков и валов; пористые влагоуловители последних ступеней и др. [5].

Взаимосвязь напряжений сжатия и растяжения можно проследить на рис. 1. 2. который представляет собой эпюры напряжений внутри пластины для различных интервалов времени от начала рассматриваемого процесса. При малых τ порядка 10^{-2} с, возникают только напряжения сжатия. Начиная с $\tau = 10^{-1}$ с, в некоторой области напряжения сжатия переходит в напряжение растяжения, причем для различных интервалов времени они находятся на различной глубине от поверхности пластины. В области перехода напряжения сжатия в напряжение растяжения наблюдаются небольшие напряжения сдвига. Во времени сдвиговые напряжения достигают предельных значений позже разрушающих напряжений сжатия и очевидно, раньше максимальных напряжений растяжения.

Таким образом, разрушение пористого материала и металлов под действием сил сжатия наступает во времени значительно раньше, чем силы растяжения. Вероятнее разрушение будет проходить под действием сил сжатия и сдвига. Каждой трещине критического размера δ_i , образованной под действием сил сжатия, соответствуют свои определенные значения тепловых потоков.

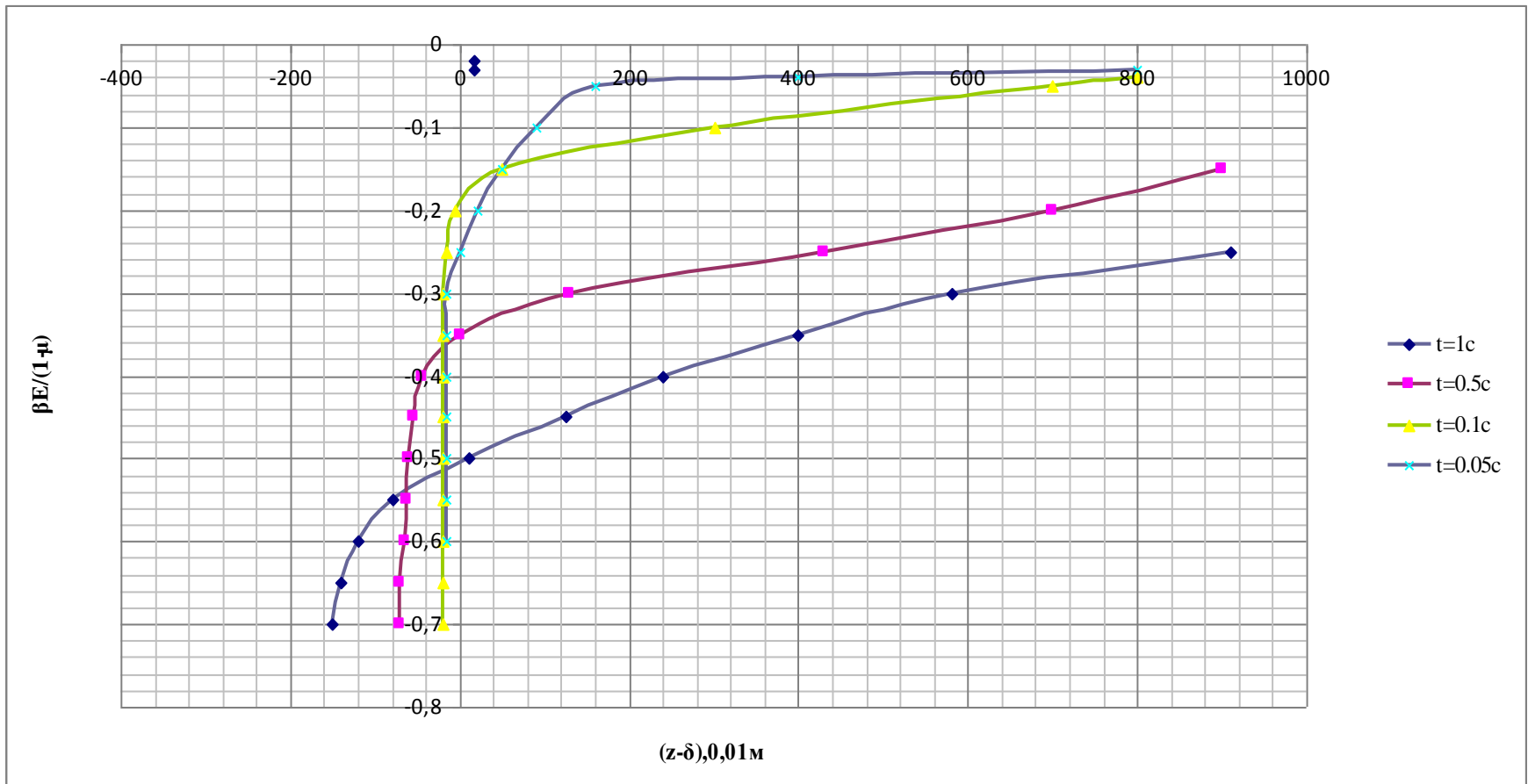


Рис. 1. 5 - Эпюры напряжений по толщине пористой пластины при различных тепловых потоках и времени их действия. β - коэффициент линейного расширения, E - модуль упругости, μ – коэффициент Пуассона, z - текущая координата (отсчет от наружной поверхности стенки), δ - толщина стенки.

С увеличением удельного теплового потока в нагретом слое и, следовательно, с уменьшением времени нагрева, растет роль напряжения сжатия. Несмотря на высокую сопротивляемость сжатию, разрушение от сжимающих термонапряжений происходит в более благоприятных условиях мгновенно и в ничтожно малых объемах [3-5].

Процесс разрушения состоит из стадий зарождения трещин и их развития. В результате термического воздействия возникают микротрещины в области концентраторов напряжений (канавок, включений, неоднородностей). Высокие внутренние напряжения также могут появляться вследствие неоднородного протекания пластической деформации, после чего возникает хрупкое разрушение. Пластическая деформация при этом рассматривается как первопричина разрушения, хотя она может задерживать рост трещин.

В основе разрушения, с одной стороны, лежат разрывы межатомных связей, обусловленные тепловыми флуктуациями, а с другой позиции-разрушение есть кинетический термоактивационный процесс, в основе которого лежит перемещение вакансий к трещинам, рост которых определяет кинетику разрушения.

Таким образом, механизм разрушения металлов принципиально отличается от механизма разрушения пористого образца. Ряд термомеханических свойств также различны. Несмотря на это, на основе решения уравнения теплопроводности при граничных условиях второго рода проведена аналогия в поведении материалов и выявлены зависимости тепловых потоков от времени их действия и глубины проникновения температурных возмущений, что позволяет предсказывать и предотвращать возникновение предельных состояний для металлической поверхности и детали, имеющей искусственные концентраторы напряжений (например канавки).

2. Предельные тепловые потоки при переходных режимах турбин электростанций

Пуски и остановки паровой турбины являются наиболее ответственными этапами эксплуатации паротурбинной установки (ПТУ). При переходных режимах происходят значительные изменения

механического и термического состояния элементов турбины и паропроводов. Поэтому от правильного проведения режимов пуска и останова существенно зависят эксплуатационная надежность и долговечность турбоагрегата.

Опыт эксплуатации турбин большой мощности показал, что значительная часть аварий с турбинным оборудованием происходит при пуске вследствие неправильного режима прогрева, ошибочных действий персонала и конструктивных недостатков агрегата [1-4]. Обычно некачественный пуск или останов турбины не приводит непосредственно к аварии в данный момент, но сказывается в дальнейшем. Анализ режимов работы турбоагрегатов показывает, что появление трещин в корпусах турбин, клапанов и в паропроводах, прогиб роторов и цилиндров турбин, коробление фланцев горизонтального разъема, ослабление посадочных соединений, изменение структурного состояния металла, повышенный износ подшипников, а также ряд других неполадок, выявившихся в начальной стадии эксплуатации, являются следствием некачественных пусков.

Безопасность турбины зависит от правильной методики пуска, а также от квалификации и степени подготовленности обслуживающего персонала. Разработка оптимального режима пуска агрегата основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях, проводимых научно-исследовательскими институтами, заводами-изготовителями и наладочными организациями.

Поскольку в процессе прогрева отдельные узлы турбины испытывают значительные температурные напряжения, задачей этих исследований является определение температурных полей и напряжений. Определяется коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке и температурные поля в нагреваемом элементе в любой момент времени. Далее находятся термические напряжения в наиболее опасных сечениях при максимальном перепаде температур между паром и металлом.

Определение коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке в процессе прогрева турбин и паропроводов является задачей сложной и малоизученной. В любой момент времени меняются скорости пара и его параметры. В начальный момент прогрева происходит конденсация пара, что приводит к резкому, скачкообразному изменению коэффициента

теплоотдачи. Наряду с изменением параметров пара во времени давление, температура и скорость его изменяются также по длине обогреваемого элемента. Разность температур пара в начале и конце главного паропровода при прогреве может составить $(110—150)^\circ\text{C}$ [5].

Для некоторых турбин коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке корпуса турбины в зоне регулирующей ступени составляли от 500 до $2500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ при изменении электрической нагрузки от 10 до 100 МВт [2].

На заключительном этапе прогрева при наборе нагрузки коэффициент теплоотдачи от пара к стенке изменяется весьма значительно.

Расчет температурных полей производится методами нестационарной теплопроводности, записанными для пластины.

Некоторые физические величины в процессе нагрева мало меняются и их в первом приближении можно принять постоянными (теплоемкость, теплопроводность и удельный вес металла). В связи с этим характер температурных полей в пластине определенной толщины в основном будет определяться коэффициентом теплоотдачи к стенке и временем прогрева. Тогда разность температур по толщине стенки, а следовательно, и термические напряжения в ней в значительной мере зависят от коэффициента теплоотдачи. В процессе увеличения плотности греющего пара увеличивается коэффициент теплоотдачи к стенке, и поэтому для сохранения приемлемой разности температур по толщине стенки скорость повышения параметров греющего пара должна уменьшаться.

Точные решения уравнений нестационарной теплопроводности имеются только для тел простой геометрической формы: пластины, трубы бесконечной длины, цилиндра, сферы. Что касается корпуса турбины и ее узлов, то они имеют сложную форму, затрудняющую аналитическое исследование температурных полей.

У элементов, имеющих достаточно простую геометрическую форму, как, например, трубопроводов постоянного диаметра, тепловое поле искажается наличием фланцевых соединений и осевой растечкой тепла вдоль трубопровода.

Геометрическую форму корпуса с некоторым приближением можно принять за полый цилиндр. Но наличие массивных фланцев делает весьма затруднительным аналитический расчет температурных полей корпуса в

области фланцевого соединения. В этом случае исследования должны проводиться экспериментальными методами.

При изучении температурных полей в элементах турбомашин используется метод электротепловой и гидротепловой аналогии, осуществляемый с помощью гидроинтеграторов. Также применяется метод непосредственного измерения температур по толщине стенки с помощью термопар. Это позволяет контролировать и корректировать результаты аналитических расчетов, а также исследовать температурные поля в элементах сложной формы, где использование теоретических расчетов оказывается невозможным.

Таким образом, любые нарушения, допущенные при проведении переходных режимов, требуют проведения модернизационных работ с затратой больших средств. Так, например, турбина ПТ-80/100-130/13 потребовала модернизации (замены) только таких дополнительных узлов, как:

- 1) обойм регулирующей ступени цилиндра высокого давления (ЦВД) с установкой надбандажных сотовых уплотнений;
- 2) диафрагм последних ступеней с тангенциальным навалом;
- 3) уплотнения поворотной диафрагмы;
- 4) надбандажных уплотнений ЦВД и цилиндра среднего давления (ЦСД);
- 5) диафрагменных и концевых уплотнений;
- 6) высокогерметичных уплотнений штоков регулирующих клапанов ЦВД;
- 7) систем тепловых расширений;
- 8) сотовых концевых уплотнений цилиндра низкого давления (ЦНД).

Эти дополнительные модернизации смогут повысить к. п. д. турбины в целом до 1 %. Однако при некоторых аварийных ситуациях турбина может оказаться неремонтопригодной [6].

Исследуем удельные тепловые потоки, которые могут возникнуть при пуске (останове) в основании паровых пузырей, взрывообразно рождающихся на поверхностях ротора и статора турбины, а также паропроводах свежего и острого пара. Следует ожидать, что время появления парового зародыша составляет $(10^{-8}-10^{-6})$ с. Поскольку он уже появляется в каком-либо концентраторе напряжений (углублении), то при

больших тепловых нагрузках возможно дальнейшее разрушительное действие пузыря на поверхность турбинных деталей. В момент пуска и останова турбомашины происходит весьма интенсивный процесс кипения и конденсации паровых пузырей на непрогретых металлических поверхностях турбины [7-11].

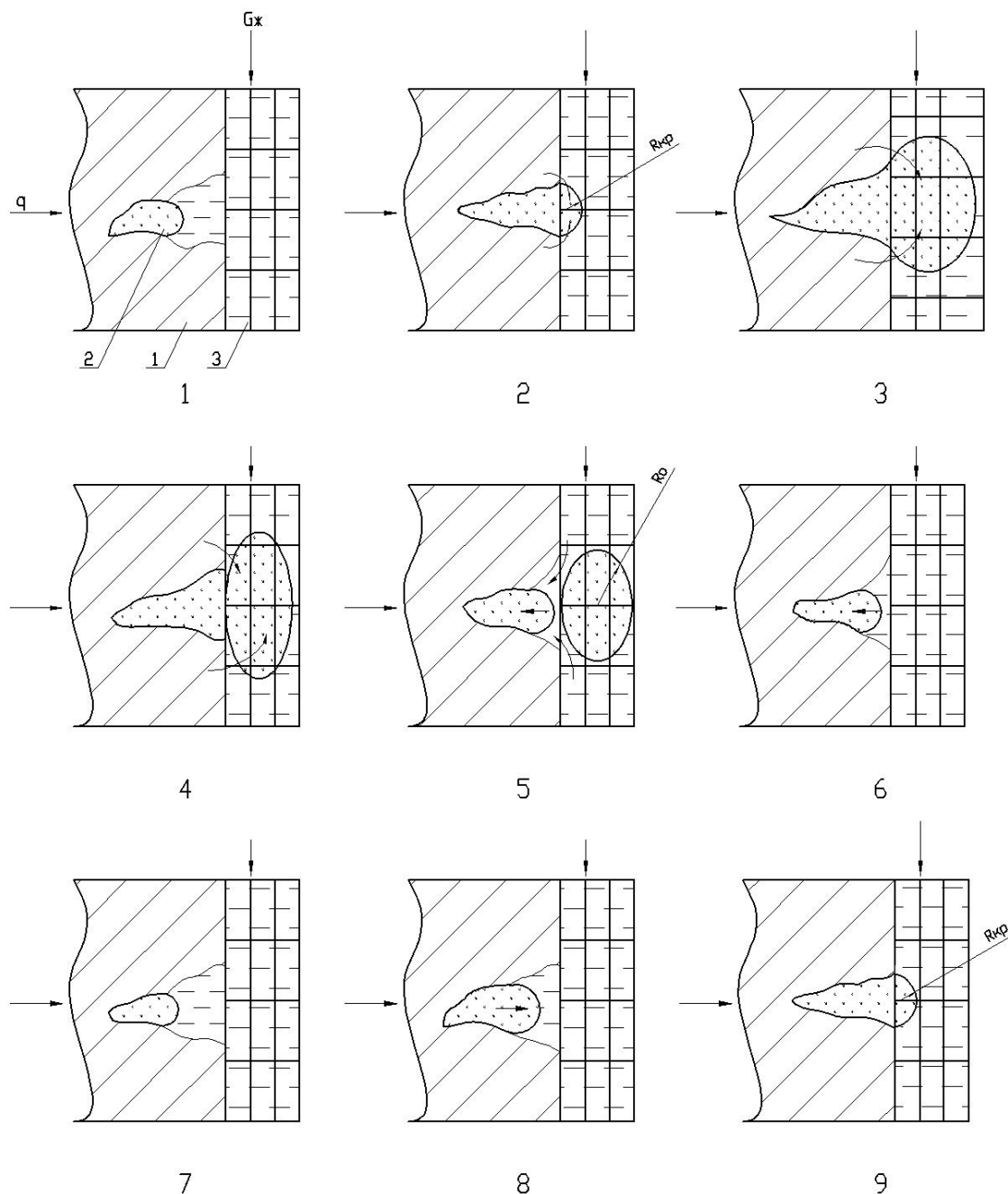


Рис. 1 – Иллюстрация процесса зарождения, развития и отрыва парового пузыря в активной поре парогенерирующей стенке, покрытой пористой структурой: 1- стенка; 2- впадина; 3- пористая структура.

На рис. 2.1 представлена динамика процесса появления, жизни и гибели одиночного пузыря в активной позе (концентраторе напряжений) турбинной поверхности, покрытой пористой структурой. Структура может быть искусственной, организованной для охлаждения турбинных деталей, либо естественной (различные отложения, соли, налеты металлов и др.) [7].

Паровой пузырь спонтанно возник во впадине 2 стенки 1, покрытой пористой структурой 3, за счет подвода удельного теплового потока q (Рис.1, п.1). В пористой (или капиллярно-пористой) структуре 3 протекает пароводяная смесь, подаваемая для разогрева корпуса и ротора турбины, с расходом $G_{ж}$. Подведенная энергия затрачивается на рост парового зародыша, начиная с его наименьшего размера $R_{кр}$ (критического радиуса парового пузыря) (Рис.2. 1, п.2) [10].

Паровой пузырь растет и достигает внешней поверхности структуры 3 (Рис.2. 1, п.3,4). Затем он достигает отрывного размера R_0 и разрушается (Рис.2. 1, п.5).

За некоторым «молчанием» центра генерации спонтанно возникает новый паровой пузырь критического размера (Рис. 2. 1, п.п. 6,7,8,9).

Когда граница пузыря (Рис. 2. 1, п. 5) касается уровня жидкости, в точке касания появляется отверстие, через которое пар вытекает из пузыря в паровой объем. По поверхности жидкости начнет распространяться волна. Такой процесс носит взрывной характер, как и в случае «рождения» парового зародыша ($\tau=10^{-8}-10^{-6}$ с).

В процессе пуска (останова) турбины процессы зарождения и гибели пузыря приводят к возникновению кумулятивных явлений, которые наряду с коррозионными и электрическими процессами разрушают концентратор напряжения (активный центр генерации), доводя его размер до критической трещины.

Таким образом, процесс возникшей эрозии может сопровождаться ударом, кавитацией и электрохимической коррозией. В случае мгновенной концентрации пара в выемке (лунке), его объем мгновенно исчезнет и образуется мощный кумулятивный эффект (кавитация). При этом ударные волны распространяются вглубь деталей турбины, развиваются трещины, по которым поступает кислород.

Решение задачи нестационарной теплопроводности [7,8] позволяет рассчитывать удельные тепловые потоки q , возникающие в основании

паровых пузырей, в зависимости от времени их действия t и глубины проникновения температурной волны в металлическую поверхность турбины (рис. 2. 2).

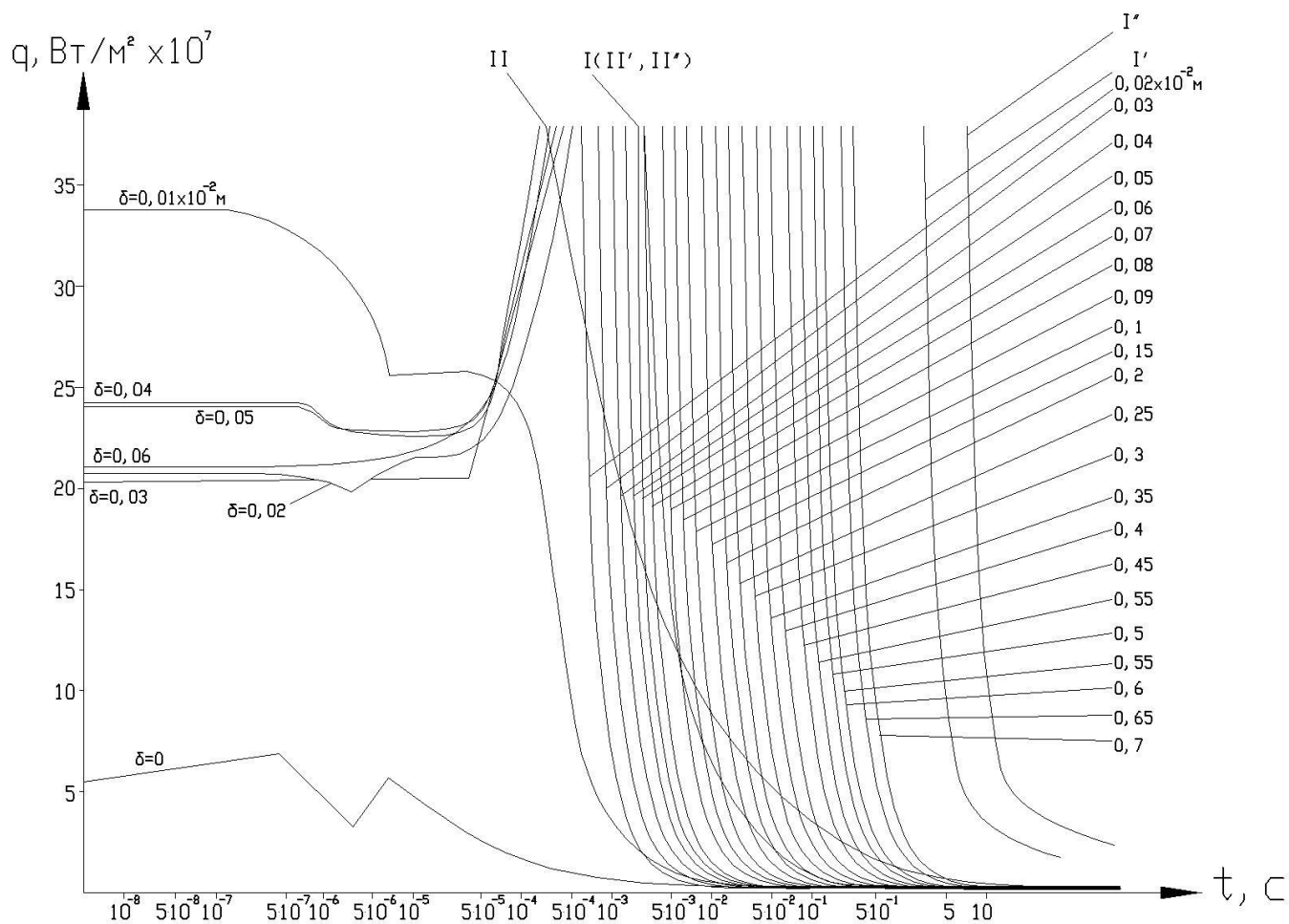


Рис. 2- Зависимость тепловых потоков, вызывающих напряжения сжатия кварцевого пористого покрытия ($\varepsilon=5\%$) в зависимости от времени действия для различной толщины отрывающихся частиц или глубины проникновения тепловой волны δ : I- напряжения растяжения, достаточные для разрушения;

II- оплавление поверхности;

I'-медь, $\delta=0,1 \times 10^{-3}$;

I''-нержавеющая сталь, $\delta=0,1 \times 10^{-3} \text{ м}$

Кривые II' и II'' для меди и стали почти совпадают с кривой I в области $t=(0.01-0.1) \text{ с}$

Из рис. 2. 2 видно, что интервал времени, отвечающий взрывному появлению паровых пузырей ($t=10^{-8}-10^{-4}$), характеризуется инвариантностью величины q по времени t независимо от глубины проникновения температурной волны h (δ). Процесс зарождения паровых зародышей в этом интервале времени является релаксационным, т.е.выравнивающимся и описывает индивидуальный пузырь (микропроцесс). Дальнейший рост пузыря ($t>10^{-4}$ с) характеризуется сменой этих зависимостей на кривые гиперболического типа в координатах (q, t) независимо от величины δ , а процесс описывается макропараметрами (среднеинтегральными величинами \bar{q} и $\bar{\alpha}$).

При условии разрушения кварцевого пористого покрытия (пористость $\bar{\varepsilon}=5\%$) только сжатием получен ряд кривых с определенной толщиной отрывающихся частиц размером до $(0,25-0,3)10^{-2}$ м, что подтверждено экспериментом, полученным в результате скоростной киносъемкой СКС-1М [7, 11].

Участки кривых сжатия, определяющие отрыв частиц с толщиной $\delta>0,3*10^{-3}$ м для больших тепловых потоков и малых t , экранируются кривой плавления II, а в случае малых тепловых потоков и значительных интервалов времени- кривой растяжения I.

На рис. 2. 2 также показан случай, когда пористое покрытие служит системой охлаждения высокотемпературных деталей газовых турбин. Высокая температура газового потока может привести к оплавлению поверхности ротора и статора, если будет нарушена работоспособность системы охлаждения (кривая II- для кварцевого пористого покрытия и кривые II' и II'' для меди и нержавеющей стали при $\delta=0,1*10^{-3}$ м).

Процессы оплавления поверхности деталей паровых турбин могут происходить вследствие задевания ротора о статор. Работа трения превращается в теплоту, наблюдаются искры даже в машинном зале электростанции и возникает оплавление поверхностей. Следовательно, возникают столь внушительные тепловые потоки, которые приводят к разрушению деталей турбины плавлением [7,8,12] (см. рис.2. 2), хотя казалось бы, что в ПТУ температура свежего пара не более 565°C и не приведет к оплавлению металла.

В установках с газовым циклом (ГТУ, ПГУ) температура рабочих газов столь велика, что может также вызвать оплавление поверхности деталей (сопла, лопатки, камеры сгорания).

Кроме того, рис. 2. 2 может описывать некоторые процессы, связанные с прогревом газом шпилек паровых турбин при их затяжке, оплавление металла труб, находящихся в топочной камере и горизонтальном газоходе котельного агрегата [9].

При возникновении взрывом паровых пузырей (либо их схлопывании, либо конденсации пара, особенно капельной) в момент пуска (останова) турбины, могут также иметь место столь внушительные тепловые нагрузки, которые показаны на рис. 2. 2 [7, 10]. Действительно, в момент рождения парового пузыря (или капли конденсата) коэффициенты теплообмена могут достигать до $100\,000\text{ Вт/м}^2\text{К}$ (особенно при капельной конденсации пара). Для ПТУ температура свежего пара не превышает 565°C , однако разность температур между паром и стенкой турбиной детали может составить 500°C . Тогда удельные тепловые потоки, действующие в основании центра генерации пара (зона «сухого» пятна) составят порядка $5 \cdot 10^7\text{ Вт/м}^2$. Если учесть, что индивидуальный паровой пузырь, который является основным фактором концентрации напряжений в углублениях (кавернах) поверхности деталей, способен генерировать удельные тепловые потоки выше на порядок и более раз [11], то итоговый тепловой поток составит величину $5 \cdot 10^8\text{ Вт/м}^2$. Именно такие значения q и представлены на рис. 2. 2 [12].

Итак, при пусках и остановах паровых (а в более общем случае и газовых) турбин, появившийся спонтанно (взрывообразно) в концентраторе напряжения пузырь или иное инородное включение на поверхности ротора и статора, может развивать в своем основании (в окрестности «сухого» пятна) весьма высокие удельные тепловые потоки, которые в начальный момент времени будут инвариантны по времени их действия независимо от глубины проникновения температурной волны. По мере роста пузыря закон изменения $q=f(t)$ носит гиперболический характер. В определенные промежутки времени могут возникать разрушительные напряжения сжатия. По мере дальнейшего развития пузырей происходит разрушение капиллярных низкотемпературных покрытий как естественного, так и искусственного происхождения. Развивающаяся трещина от совместного действия нескольких явлений (удара, кавитации и коррозии) приводит к эрозионным явлениям и разрушению элементов ротора и статора. Чем больше глубина проникновения тепловой волны или размер разрушающихся частиц

пористого покрытия, тем потребуется больше времени для разрушения деталей. По мере набора турбиной нагрузки она входит в номинальный (или переменный) режим работы, тепловые потоки на поверхности турбины стабилизируются (выравниваются) и приобретают среднеинтегральные расчетные величины.

3. Предельные термические напряжения при переходных режимах турбин электростанций

Для расчета термических напряжений при пуске и останове в теле ротора и статора турбины вычисляют температурные поля. Используются методы моделирования и прямого эксперимента [1, 2].

Как и в случае определения температурных полей, аналитический расчет напряжений значительно затрудняется из-за неправильной геометрической формы обогреваемых деталей.

В наиболее тяжелых условиях при прогреве находится внутренняя поверхность стенки. Наличие внутреннего давления несколько уменьшает термические напряжения от сжатия, однако его влияние незначительно, так как во время прогрева турбоагрегата давление пара внутри корпуса турбины или паропровода невелико. Зато эти напряжения могут резко возрасти при быстром изменении температуры (тепловой удар) [3].

Если принять в первом приближении коэффициенты линейного расширения β , модуля упругости E и коэффициент поперечного сжатия μ не зависящими от температуры, напряжения в стенке корпуса, фланце или паропроводе будут зависеть только от разности температур по толщине стенки. Величина этой разности зависит от скорости прогрева, толщины стенки и качества тепловой изоляции. Поэтому турбины высокого давления должны иметь качественную изоляцию и строго рассчитанную скорость прогрева. Толщины стенок корпусов турбины, фланцев и трубопроводов выбираются из условий механической прочности. Применение в турбинах толстостенных конструкций усложнило условия работы различных элементов турбоагрегата. В установках высокого и сверхкритического давления пуск проводится с термическими напряжениями, превышающими предел текучести. Из всех элементов, испытывающих термические напряжения, в наиболее тяжелых условиях находятся фланцевые соединения корпусов турбин высокого

давления. Из-за большой металлоемкости они прогреваются очень медленно, вследствие чего в этих элементах наблюдаются наибольшие разности температур.

При нормальных температурных расширениях абсолютное удлинение ограничений по пуску турбины не вызывает. Однако, если свободное расширение корпусов турбины чем-то ограничивается (заклинивание в шпоночных соединениях, отсутствие необходимых зазоров между скользящими опорами и болтами), то в корпусе возникают дополнительные напряжения и деформации, которые могут вызвать нарушение соосности агрегата и появление вибрации. Эти явления задерживают пуск турбины [4].

При пуске турбин необходимо учитывать изменение осевых зазоров в проточной части и уплотнениях вследствие разности тепловых расширений ротора и статора.

Осевые зазоры между соплами и рабочими лопатками в проточной части турбины устанавливаются из конструктивных соображений с учетом наибольшей экономичности. При этом учитывается, что при стационарном режиме работы зазоры несколько изменятся за счет разности коэффициентов линейного расширения ротора и статора. Для неустановившегося термического состояния величина зазоров будет зависеть от режима прогрева или охлаждения турбины.

При прогреве турбоагрегата ротор, имея значительно меньшую массу и большую поверхность, чем корпус, нагревается быстрее и приобретает более высокую температуру, чему способствует также более высокий коэффициент теплоотдачи к вращающимся дискам ротора.

Это приводит к разным по величине тепловым расширениям ротора и статора турбины и соответствующему изменению осевых зазоров в проточной части.

Одновременно с этим происходит изменение и радиальных зазоров, однако вследствие сравнительно небольших размеров турбины в радиальном направлении изменение радиальных зазоров в процессе прогрева особых опасений не вызывает.

При большой длине турбоагрегата абсолютная величина осевого зазора изменяется весьма сильно, и при неправильном режиме прогрева может произойти задевание вращающихся частей о неподвижные.

Особенно в неблагоприятных условиях находятся многоцилиндровые турбины, упорный подшипник которых расположен в переднем стуле. В этом случае изменение осевых зазоров в проточной части и лабиринтных уплотнениях ЦНД особенно велико, поскольку при таком расположении упорного подшипника относительные изменения осевых размеров ротора по цилиндрам суммируются [5].

В современных турбоагрегатах упорный подшипник расположен между цилиндрами высокого и среднего давлений. Такая компоновка уменьшает суммарное относительное удлинение вращающихся элементов турбомашин и облегчает их пуск. Однако в случае турбин с несколькими ЦНД каждый из них имеет свою мертвую точку, что приводит также к очень большому изменению осевых зазоров.

В эксплуатационных условиях относительное удлинение или укорочение ротора контролируется с помощью штатных указателей, установленных на крышках подшипников. В мощных турбоустановках применяются дистанционные указатели, вторичные приборы которых выведены на блочный щит управления.

При прогреве насадных дисков и втулок уплотнений тепловой поток направлен от периферии к центру и имеется значительное термическое сопротивление в местах посадки, то температура их может оказаться существенно выше температуры вала, вследствие чего произойдет ослабление посадки этих деталей и натяг их может исчезнуть. В этих случаях диски хотя и предохраняются от проворачивания на валу шпоночным соединением, однако такой режим не может считаться безопасным, поскольку он вызовет радиальное смещение дисков и связанную с ним сильную вибрацию турбины [6].

При частых теплосменах в шпоночных пазах как местах концентрации напряжений с течением времени могут развиваться трещины. Их возникновение связано с количеством и режимом теплосмен, а также с величиной начального натяга.

Таким образом, нарушения при пуске и останове турбин снижают выработку электрической мощности и отбор теплоты турбины, снижают ее экономичность. В настоящее время в Республике Казахстан проводится широкомасштабная модернизация турбин, информация о которой широко освещается в технических журналах. Например, на турбине ПТ-80/100-130/3 предлагается замена узлов:

1. Сотовых надбандажных уплотнений 1-17 ступеней ЦВД (цилиндров высокого давления).
2. Направляющего аппарата ЦСНД (цилиндров среднего и низкого давления).
3. Седла регулирующего клапана части среднего давления (ЧСД) большего пропускного сечения с доработкой паровых коробок верхней половины корпуса ЧСД под установку новых крышек.
4. Регулирующих клапанов СД и кулачково-распределительного устройства.
5. Диафрагм 19-27 ступеней ЦСНД, укомплектованных надбандажными сотовыми уплотнениями и уплотнительными кольцами с витыми пружинами.
6. Ротора СВД с установленными новыми рабочими лопатками 18-27 ступеней ЦСНД с цельнофрезерованными бандажами.
7. Обойм диафрагм №1, 2, 3.
8. Обойм передних концевых уплотнений и уплотнительных колец с витыми пружинами.

В результате модернизации:

1. Увеличивается максимальная электрическая мощность турбины до 110 МВт и мощность теплофикационного отбора до 168,1 Гкал/ч. за счет сокращения промышленного отбора.
2. Обеспечивается надёжность и маневренность работы турбоустановки на всех эксплуатационных режимах работы, в том числе при минимально возможных давлениях в промышленном и теплофикационном отборах.
3. Повышаются показатели экономичности турбоустановки.
4. Обеспечивается стабильность технико-экономических показателей в течение межремонтного периода.

К. п. д. ЧСД увеличивается до 1,6%, а ЦВД- до 2%. Модернизация турбины требует вложения больших средств. Однако аварии, происходящие при нарушениях переходных режимов, могут быть столь разрушительными, что турбину потребуется отправлять на завод-изготовитель, либо она окажется не ремонтпригодной [6].

Опасность появления предельных термических напряжений при пусках и остановках турбин следует ожидать в местах концентраторов. Они являются центрами зарождения активной паровой фазы, либо образования капель конденсата, поскольку происходит прогрев корпуса и ротора, и металл существенно недогрет относительно поступающего в турбину рабочего потока пара. Следует рассмотреть как естественную капиллярно-пористую структуру, образованную на турбинных деталях в виде солевых отложений и других налетов, так и искусственно создаваемую структуру, выполняющую функцию системы охлаждения (лопаток сопловых и рабочих, диафрагм, дисков и других теплонпряженных элементов по

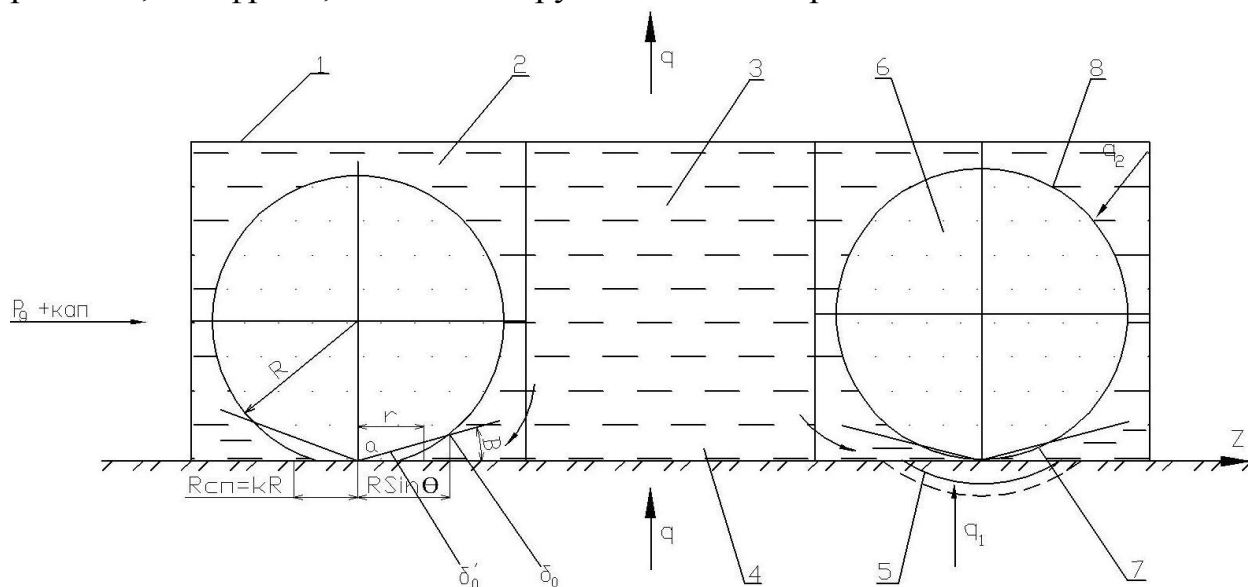


Рис. 3. 2. Модель соприкосновения паровых пузырей с парогенерирующей поверхностью в ячейках генерации пара пористой структуры: 1- скелет пористой структуры; 2- ячейка генерации пара; 3- ячейка питания жидкостью; 4- парогенерирующая поверхность; 5- фронт распространения температурной волны в объеме теплогенерирующей поверхности, выполненной из нержавеющей стали и меди (пунктирная линия); 6-пар; 7-«сухое» пятно; 8- фронт распространения легкой (паровой) фазы.

На рис. 3. 2 представлена модель зарождения в местах концентрации напряжений при проведении переходного режима турбины. Питание жидкостью 3 с капиллярно-пористой структуры осуществляется за счет

действующего напора ΔP_{g+kap} , представляющего совместную комбинацию массовых и капиллярных сил. Растущий паровой пузырь радиусом R зародился спонтанно (взрывообразно), имея критический зародыш радиусом $R_{кр}$ [7]. В центре соприкосновения пузыря с теплонагруженной поверхностью детали турбины (они же - парогенерирующая поверхность) за счет тепловой нагрузки q устанавливается некоторое «сухое» пятно радиусом $R_{с.п.}=k \cdot R$, которое изменяется в зависимости от нагружения турбины по координате r [10]. За зоной «сухого» пятна образуется микрослой конденсата, граничные размеры которого составляют толщины δ'_0 и δ_0 , причем $\delta'_0 < \delta_0$. Угол смачивания составляет величину θ . Коэффициент k может зависеть от многих величин, в т.ч. q , времени роста τ , теплофизических свойств жидкости и стенки, величины ΔP_{g+kap} .

Удельный тепловой поток q , подводимый к поверхности детали, складывается из потока q_1 , идущего в пузырь со стороны стенки, и q_2 – со стороны перегретой жидкости, окружающей пузырь [11].

Рост парового пузыря сопровождается распространением температурной волны δ в стенку, причем более теплопроводная стенка будет иметь большую глубину проникновения (см. пунктирную линию на рис. 3. 2)[10-11].

Коэффициент k должен учитывать свойства поверхности нагрева, ее шероховатость, смачиваемость и углубления (рельеф)концентратора напряжений.

Представляет особый интерес произвести расчет предельных термических напряжений в окрестности «сухого» пятна парового пузыря, возникшего в результате прогрева паровой турбины. Для этого эффективно использовать теорию термоупругости, записав уравнение теплопроводности для массива (поверхности нагрева) [7,8,12].

Решение представлено через удельные тепловые потоки плавления q_1 , сжатия q_2 и растяжения q_3 , а через них произведен пересчет на соответствующие термические напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 (рис. 3. 3). Моделирующим материалом послужило тешенитовое пористое покрытие, которое имеет в 5 раз больший коэффициент линейного расширения, в 10 раз более низкий коэффициент теплопроводности, примерно одинаковую температуру плавления по сравнению с турбинными сталями, является вязким с пористостью до 30%. Удельные тепловые потоки $q_1=6,6 \cdot 10^6$ Вт/м² и $q_2=1 \cdot 10^4$ Вт/м² соответственно являются предельными, и обозначают

верхнюю и нижнюю границу разрушения пористого покрытия без плавления в основном напряжениями сжатия.

При термических напряжениях σ_1 происходит разрушение покрытия плавлением, и «+» σ_2 - сжатием и «-» σ_3 - растяжением.

Координатная ось $\frac{\alpha' E}{1-\nu}$ представляет собой характерный комплекс термомеханических величин по оценке упругости E , расширения α' и поперечного сжатия ν покрытия.

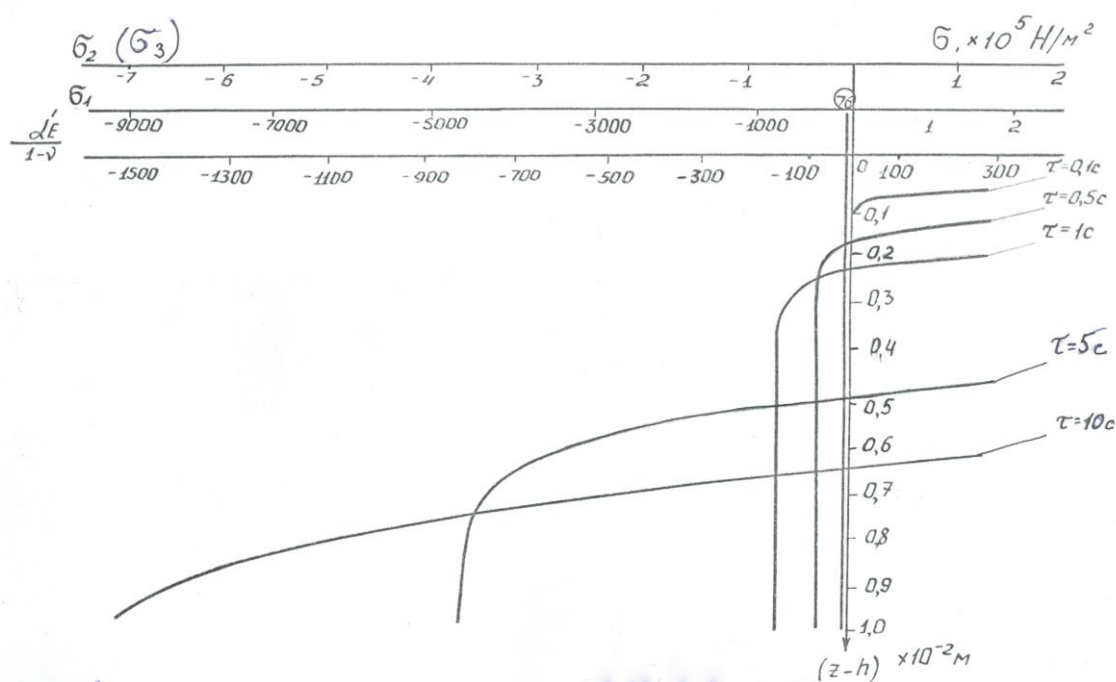


Рис. 3. 3. Эпюры напряжений по толщине тешенитовой пористой пластины (покрытия) при различных величинах q и τ : $q_1=6.6 \times 10^6$ Вт/м²; $q_2=1 \times 10^4$ Вт/м²; 76-предел прочности на растяжение, $\times 10^5$ Н/м². Величины q_1 и q_2 создают в покрытии критические (предельные) значения. Максимальная толщина частиц покрытия $(z-h)=0.22 \times 10^{-2}$ м при $\tau = 1c$, когда их отрыв происходит под действием сил сжатия («+» σ_2). Таким образом, силы сжатия разрушительны на малой глубине покрытия за весьма короткий промежуток времени действия теплового потока ($\tau < 1c$), в диапазоне (0.1-1)c. При $q \leq q_2$ разрушение покрытия наблюдается силами растяжения.

Из рис. 3. 3 также видно, что начиная с $\tau \leq 0,1c$ в некоторой области $\Delta(Z_i - h)$ напряжения сжатия переходят в напряжения растяжения, причем

для различных интервалов времени τ напряжения находятся на различной глубине от поверхности пористого покрытия. Следует ожидать, что в области перехода напряжения сжатия в напряжение растяжения будут наблюдаться наибольшие сдвиговые напряжения пористой пластины. Каждой толщине σ_i отрывающихся частиц от пористого покрытия под действием сил сжатия соответствуют свои предельные значения тепловых потоков и своя глубина проникновения температурной волны z .

Особо отметим, что авторы [1-6] в турбинных установках рассматривают разрушающие напряжения без учета времени, и поэтому главную роль они отдают разрушающим напряжениям растяжения.

При рассмотрении причин разрушения турбинной детали важно исследовать предысторию развития турбины в концентраторе напряжения (релаксационную зону), которую следует обеспечивать от времени взрывообразного возникновения парового зародыша (интервал времени от 10^{-8} с до 10^{-3} с). В такой релаксационной зоне энергия спонтанного появления парового пузырька является величиной, близкой к постоянной (инвариантной) ко времени его роста. Она затрачивается на поддержание зародыша радиусом $R_{кр}$ и предотвращает его схлопывание (удельные тепловые потоки могут достигать до 10^8 Вт/м²). Также в данный промежуток времени устанавливается термодинамическое равновесие для перехода от микропроцесса (микрочастиц и кластеров) отдельных (единичных) (индивидуальных) пузырей к процессам, описываемым поведением большого количества пузырей, т.е с помощью интегральных характеристик.

Наличие концентраторов напряжений, в которых зарождается активная паровая фаза, значительно снижает отношение $b_{пр.сж.}/b_{пр.раст.}$ и эта величина может быть всего около двух даже для пористых покрытий, а для турбинных сталей – еще ниже.

Разрушительные напряжения растяжения $b_{пр.р.}$ в пористых структурах в общем случае в 10-20 раз меньше, чем напряжения сжатия $b_{пр.сж.}$, а в металлических турбинных деталях – всего в 3-4 раза. Однако, если учесть наличие концентраторов напряжений, циклические нагрузки при пуске и останове турбин, приводящие к усталостным напряжениям, то оказывается, что по мере прогрева и в зонах, находящихся в глубине материала, разрушительные напряжения сжатия могут быть соизмеримы и даже наступить раньше, чем $b_{пр.р.}$

Например, для турбинных сталей предел прочности на растяжения $\sigma_{\text{в}}$ может составлять (400-1000)МПа. Предел текучести при рабочей температуре (400-550⁰С) понижается до величины 200-900 МПа при деформации на 0,2%. Пределы длительной прочности снижаются до (70-260)МПа. При больших значениях деформации в 10-20%, величина $\sigma_{\text{в}}$ уменьшается до (40-120)МПа, т.е. на порядок от исходных значений. Основная же оценка прочности при пусках и остановах турбин должна производиться по напряжениям усталости, которые составляют всего лишь 0,45 от $\sigma_{\text{в}}$.

Поэтому, для переходных режимов работы турбины весьма вероятно, что величины $\sigma_{\text{пр.р}}$ и $\sigma_{\text{пр.сж}}$ могут оказаться одинаковыми. Более того, для турбинных сталей разрушительные напряжения на растяжения снижаются до значения 10МПа, которые станут одного порядка с величиной $\sigma_{\text{пр.р}}$ пористых материалов.

Поэтому, проведенные расчеты для пористых покрытий (рис. 3. 3), могут описывать разрушительные процессы для турбинных сталей в циклически действующих режимах работы турбин (режимах пуска и останова), т. е. для малоциклового термической усталости сталей в турбиностроении.

Более того, проведение процессов моделирования между пористыми и турбинными сталями весьма полезно и эффективно.

4. Инженерные мероприятия по повышению надежности и безопасности турбин при пусках и остановах турбин

4. 1. Расчет длительности пуска турбины.

Расчет переходных режимов (нестационарный теплообмен)

Таблица 4.1.

№	Наименование	Обоз.	Разм.	Данные
1	2	3	4	5
1.	термическое напряжение	$[\delta_{0,2}^t]_{\phi}$	МН/м ²	<u>275</u>
2.	коэффициент Пуассона	μ		<u>0,3</u>
3.	коэффициент линейного расширения материала фланца	$\beta_{t\phi}$	1/К	<u>0,0000136</u>
4.	материал корпуса	Еф	МН/м ²	<u>170000</u>
5.	термическое напряжение	$[\sigma_{0,2}^t]_{\phi}$	МН/м ²	<u>412</u>
6	коэффициент линейного расширения материала фланца	$\beta_{tв}$	1/К	<u>0,0000137</u>
7	материал вала	Ев	МН/м ²	<u>212000</u>
8	коэффициент теплопроводности материала фланца	λ_{ϕ}	Вт/мК	<u>28,1</u>
9	плотность фланца	ρ_{ϕ}	кг/м ³	<u>7850</u>
10	теплоемкость материала фланца	Сф	Дж/кгК	<u>480</u>
11	ширина фланца	В	м	<u>0,45</u>
12	коэффициент теплопроводности материала вала	$\lambda_{в}$	Вт/мК	<u>36,5</u>

13	плотность вала	ρ_v	кг/м ³	<u>7820</u>
14	Радиус уплотнения вала	R_y	м	<u>0,25</u>
15	Радиус сверления вала	r_o	м	<u>0,005</u>
16	Конечная температура фланца	t_k	°C	<u>480</u>
17	Начальная температура фланца	t_n	°C	<u>20</u>
18	Глубина канавки	h_k	м	<u>0,006</u>
19	радиус канавки	r_k	м	<u>0,002</u>
20	Вязкость разрушения материала, зависящая от температуры	K_c	МНм ^(-3/2)	<u>155</u>
21	Диаметр уплотнения вала	d_y	м	<u>0,5</u>
22	Общая длина вала	$L_{общ}$	м	<u>4</u>
23	Разность температур между верхней и нижней составляющей вала	Δt_v	°C	<u>35</u>
24	средний диаметр статора	d_c	м	<u>2</u>
25	Длина статора	L_c	м	<u>3,5</u>
26	Разность температур между верхом и низом статора	Δt_c	°C	<u>120</u>
27	Допустимое число циклов "нагрузки-разгрузки"	$n_{ц}$	-	<u>5</u>
28	Коэффициент поперечного сужения при растяжении	ψ	%	<u>45</u>
29	Амплитуда действующих напряжений	σ_a	МПа	<u>960</u>
30	Предел усталости материала	σ_{-1}	МПа	<u>216</u>

4. 1. Расчет длительности пуска турбины.

Таблица 4.2.

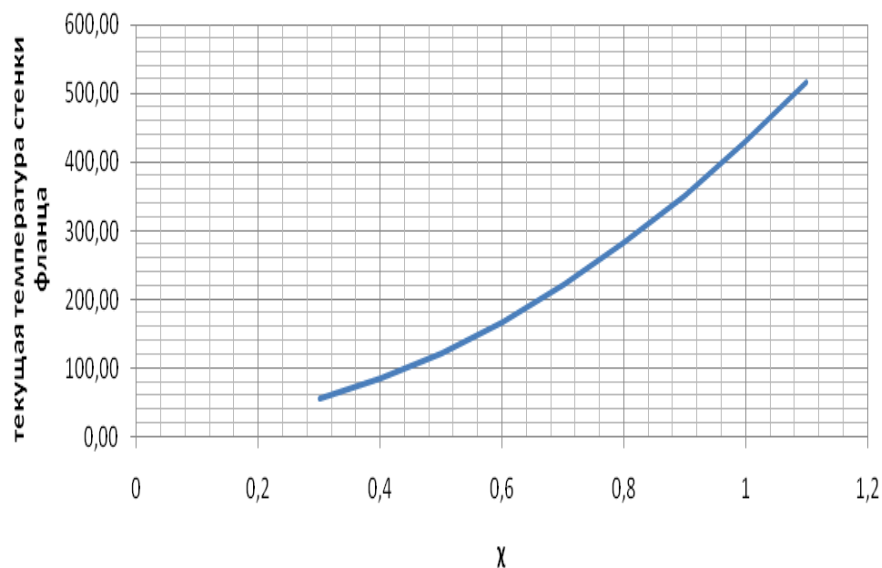
№	Наименование	Обоз.	Разм.	Расчетная формула	
1	2	3	4	5	6
<i>1. 1. Предельно допустимая разность температур по ширине фланца трех режимов работы.</i>					
1.1.1.	Умеренный прогрев	$[\Delta t\phi]1$	°C	$\frac{\frac{3}{2}\delta_t^{сн}(1-\mu)}{\beta_{t\phi} \cdot E_{\phi}}$	83,26
1.1.2.	Тепловой удар	$[\Delta t\phi]2$	°C	$-\frac{\delta_t^{сн}(1-\mu)}{\beta_{t\phi} \cdot E_{\phi}}$	55,51
1.1.3.	Стационарный режим	$[\Delta t\phi]3$	°C	$-\frac{2\delta_t^{сн}(1-\mu)}{\beta_{t\phi} \cdot E_{\phi}}$	111,01
1.1.4.	Термическое напряжение на вн. поверхности фланца	$\sigma_t^{сн}$	МН/м ²	$\frac{2}{3}[\delta_{0,2}^t]_{\phi}$	183,33
1.2.	Предельно допустимая разность температур по радиусу вала.	$[\Delta tв]$	°C	$\frac{2\sigma_{te}^n(1-\mu)}{\beta_{te}E_{\phi}}$	132,40

1.2.1.	Термическое напряжение на внешней поверхности фланца	$\sigma_{тв}^H$	МН/м ²	$\frac{2}{3} [\delta_{0.2}^t]_{\epsilon}$	274,67
1.3.	Скорость прогрева фланца	W _ф	°C/с	$\frac{2[\Delta t_{\phi}]_1 \cdot \lambda_{\phi}}{\rho_{\phi} \cdot C_{\phi} \cdot B^2}$	0,006
1.4.	Скорость прогрева вала	W _в	°C/с	$\frac{2[\Delta t_{в}]_1 \cdot \lambda_{\epsilon}}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{\epsilon} \cdot (R_y - r_0)^2}$	0,04
1.5.	Длительность пуска турбины по условиям прогрева фланца	τ _ф	с	(tk-th)/W _ф	75009,20
1.6.	Длительность пуска турбины по условиям прогрева вала	τ _в	с	(tk-th)/W _в	12788,91
1.7.	Температурные напряжения в зоне тепловой канавки вала	σ _к	Н/м ²	$\sigma_{тв}^H (1 + 2 \sqrt{h_k r_k})$	1226,14
1.8.	Предельно допустимая разность температур по радиусу вала в зоне тепловой канавки	[Δt _в] _к	°C	$2\sigma_k (1 - \mu) / \beta_{тв} E_B$	591,03
1.9.	Скорость прогрева вала в зоне тепловой канавки	W _{вк}	°C/с	$\frac{2[\Delta t_{в}]_1 \cdot \lambda_{\epsilon}}{\rho_{\epsilon} \cdot C_{\epsilon} \cdot (R_y - r_0)^2}$	0,19
1.10.	Длительность пуска турбины по условиям прогрева вала в зоне тепловой канавки	τ _{вк}	с	(tk-th)/W _{вк}	2402,17

Мероприятия по повышению маневренности турбины:

необходимо тщательно выполнить изоляцию турбины, регулирующих и стопорных клапанов, перепускных труб, паропроводов и арматуры на них. Это позволит избежать тепловых деформаций корпуса при остывании и большой разницы в скорости остывания перечисленных элементов, облегчит пуск из горячего состояния. Хорошая изоляция - это простое и очень эффективное средство повышения маневренности и надежности работы турбины.

1.11. Построить график распределения температур по толщине фланца, приняв параболический закон распределения .



χ	$t_{cm.\phi}^i$
0,3	57,00
0,4	85,79
0,5	122,79
0,6	168,02
0,7	221,47
0,8	283,15
0,9	353,04
1	431,17
1,1	517,51

$$t_{cm.a}^i = t_H + [t_f]_1 \left(\frac{\chi}{B} \right)^2$$

1.12.	Скорость изменения температуры стенки фланца	$\frac{\partial t_{cm.a}^i}{\partial \tau}$	°C/c	$\frac{[t_f]_1}{1,25} \cdot \frac{2 \alpha_f}{B^2}$	297,32
1.12.1.	Коэффициент температуропроводности материала фланца	α_f		$\lambda_f / \rho_f C_f$	2,23
1.13.	Критическая величина усталостной трещины, при которой произойдет разрушение вала	$l_{кр}$	м	$1/\pi(K_c/1,11\sigma_{твн})^2$	0,287
<i>Таким образом, размеры возникающих трещин, обнаруживаемые в зоне концентрации напряжений, должны быть меньше величины $l_{кр}$.</i>					

4. 2. Расчет термического прогиба вала и статора.

Таблица 4.3.

№	Наименование	Обоз.	Разм.	Расчетная формула	
1	2	3	4	5	6
2.1.	Прогиб вала в средней части	Нв	м	$\beta_{тв} \cdot \Delta t_{в} \cdot L_{общ}^2 / 8d_{в}^3$	0,000480
2.1.1.	Нагрузка равномерно распределенная по длине вала	Qв	МН	$384 \cdot H_{в} E_{в} J_{в} / 5L_{общ}^2$	1939,10

2.1.2.		Жв	м ⁴	$\frac{\pi}{64} (d_3^4 - d_0^4)$	0,02
2.2.	Прогиб статора в средней части	Нс	м	$\beta_{tc} \cdot \Delta t_c \cdot L_c^2 / 8 d_c$	0,00500
2.3. Оценивается возможность задевания ротора в зоне диафрагменного уплотнения вблизи середины пролета вала					
		$\delta y <> Нв+Нс$		0,00035 < 0,005	
<i>Мероприятия на случай теплового удара:</i>					
-	необходимо уменьшить средний диаметр статора и разность температур между верхом и низом статора и вала				
2.4. Расчет напряжений, возникающие в результате теплового удара					
2.4.1.	Для статора	$\sigma_{ty}^{вн}$	МН/м ²	$\beta_{tc} E_c \Delta t_c / (1 - \mu)$	396,34
2.4.2.	Для вала	σ_{ny}	МН/м ²	$0.5 \beta_{td} E_s \left(1 + 2 \sqrt{\frac{h_k}{r_k}} \right) \Delta t_s / (1 - \mu)$	253,60
2.6. Оценивается возможность возникновения термоусталостной трещины на дне тепловой канавки					
		$\sigma_{ny} <> \sigma_{ty}^{вн}$		253,6 < 396,34	

в случае, если $\sigma_{ну} \geq \sigma_{ту}(вн)$, возникает термоусталостная трещина. Необходимо разработать мероприятия, направленные на предотвращение такого явления для возникшей аварийной ситуации.

-	в случае, если $\sigma_{ну} \geq \sigma_{ту}(вн)$, возникает термоусталостная трещина. Необходимо разработать мероприятия, направленные на предотвращение такого явления для возникшей аварийной ситуации.				
2.7.	Допустимый прогиб статора, исходя из условий, регламентируемых инструкцией по эксплуатации турбины	Нс	м	$\beta_{tc} \Delta t_{дон} L_c^2 / 8d_c$	0,00146
2.8.	Допустимая разность температур между верхней и нижней составляющей вала	$\Delta t_{в}$	°С	$8d_{\epsilon} H_{\epsilon} / \beta_{ев} L_{общ}^2$	0,91
2.9.	Оценка допустимого числа циклов вала по формуле Ланджера	Нц		$\frac{1}{n} \left[\frac{E_{\epsilon} I_n (100/100 - \psi)}{4(0.56\sigma_a - \sigma_{-1})} \right]^2$	287305,71

Заключение

Рассмотрели проблемы переходных режимов работы паровых турбин. Исследовали механизм возникновения в концентраторах напряжений активной паровой фазы. В ходе исследования мы выявили, что взрывообразное (спонтанное) возникновение пузыря приводит к эрозии элементов турбины. Исследованы тепловые нагрузки, приводящие к разрушению деталей турбины в зависимости от времени их действия и глубины проникновения тепловой волны в металлическую поверхность. Определены размеры разрушающихся различных искусственных пористых покрытий, образующихся на поверхности деталей турбин в зависимости от тепловых нагрузок и времени их действия в окрестности активно действующего центра паровой фазы.

Умение решать подобные проблемы в условиях эксплуатации турбомашин позволяет повысить их надежность, экономичность, маневренность (подвижность) с учетом жестких требований экологии, и это позволяет экономить топливо и быстро набрать нагрузку ПТУ.

Таким образом, при эксплуатации ПТУ возникают следующие проблемы в области маневренности, экономичности и экологии.

В области маневренности: умение управлять теплонапряженным состоянием турбины делает базовое оборудование более подвижным к восприятию электрических нагрузок и позволяет использовать его на переменных режимах работы с высокой эффективностью совместно с существующими полупиковыми и пиковыми установками.

В области экологии: разумное управление пуском и остановом машины уменьшает перерасход органического топлива, сберегая его запасы и снижая выбросы пыли и газообразных ядовитых компонентов в окружающую среду.

В области экономичности: правильно выбранные осевые и радиальные зазоры позволяют минимализировать утечки рабочего тела, что обеспечивает турбомашине наибольшее значение КПД. Знание теплового состояния может исключить установку дорогих аустенитных сталей и снизить стоимость турбины.

Литература:

1. Плоткин Е. Р., Трубилов М. А. К вопросу о пуске паровых турбин паром номинальных и скользящих параметров. — «Теплоэнергетика», 1963, № 9, с. 6—8.
2. Третьяков П. Г. Определение коэффициента теплоотдачи в турбинах по данным замеров. — «Теплоэнергетика», 1967, № 4, с. 48—52.
3. Капелович Б. Э. Эксплуатация паротурбинных установок. М., «Энергия», 1975. 288 с. с ил.
4. Влияние режимов пуска на коробление цилиндров турбины ЛМЗ типа К-200-130. — «Теплоэнергетика», 1968, № 12, с. 6—13. Авт.: М. А. Трубилов, А.В.Шварц, Б. П. Карпов, Б. Г. Солнышкин.
5. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. -М.:МЭИ, 2002.-540с.
6. Костюк А. Г., Фролов В. В., Булкин А. Е., Трухний А. Д. Паровые и газовые турбины для электростанций.- М.:МЭИ, 2008.-556с.
7. Поляев В. М. Генбач А. Н., Генбач А. А. Предельное состояние поверхности при термическом воздействии//ТВТ.-1991.-Т.29,№5.- С.932-934.
8. Генбач А. А., Генбач Н. А. Применение капиллярно-пористых систем в тепловых энергетических установках электростанций//Вестник АУЭС.-2011.-№3(14).-с. 4-11.
9. Генбач А. А., Бурмистров А. В. Исследование теплового состояния цилиндров паровых турбин//Промышленность Казахстана.-2011.- №2(65).-с. 91-93.
10. Поляев В. М. Генбач А. А. Скорость роста паровых пузырей в пористых структурах//Известия вузов. Машиностроение.-1990.-№10.- с.61-65.
11. V. Polyayev, A. Genbach, A. Genbach. Control of Heat Transfer in a Porous Cooling System// Second world Conference on experimental heat

transfer, fluid mechanics and thermodynamics. Dubrovnik, Yugoslavia, (23-28 June),1991.- P.639-644.

12. Генбач А. А., Жамбыл Г. Ж. Расчет переходных процессов паровой турбины// Поиск.-2012.-№4(2).-с.91-95.

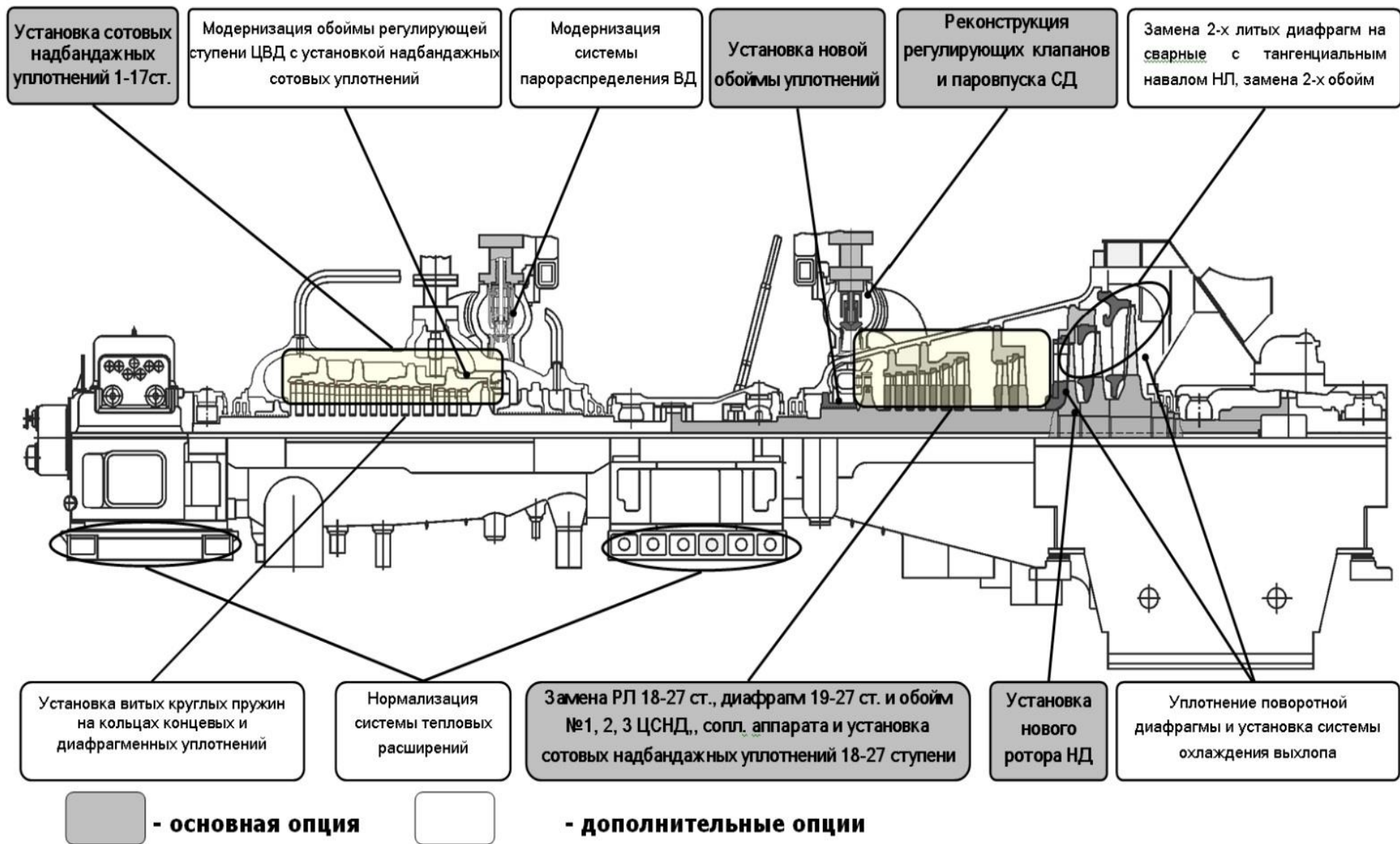


Рисунок 3. 1 – На турбине ПТ-80/100-130/3 предлагается замена узлов