

Avramov, Yu.V. Mikhlin. Snap-through-truss as a vibration absorber // Journal of vibration and control. – 2004. – V. 10. – P. 291-308. **3.** *K.V. Avramov, Yu.V. Mikhlin.* Snap-through truss as an absorber of forced oscillation // Journal of sound and vibration (в печати). **4.** *K.V. Avramov, Yu.V. Mikhlin.* Damping of the elastic vibrations in linear systems // International applied mechanics. – 2005. – V. 41. – № 2. – P. 203-209. **5.** *С.Н. Решетникова, О.С. Галас.* Анализ вынужденных колебаний системы с двумя степенями свободы, содержащей существенно нелинейный виброгаситель // Вестник НТУ «ХПИ». – 2003. – № 12, т. 1. – С. 103-110. **6.** *S.S. Oueini, A.H. Nayfeh, J.R. Pratt.* A nonlinear vibration absorber for flexible structures // Nonlinear dynamics. – 1998. – № 15. – P. 259-282. **7.** *S.S. Oueini, A.H. Nayfeh, J.R. Pratt.* A review of development and implementation of an active nonlinear vibration absorber // Archive of applied mechanics. – 1999. – № 69. – P. 585-620. **8.** *S.S. Oueini, A.H. Nayfeh.* Analysis and application of a nonlinear vibration absorber // Journal of vibration and control. – 2000. – № 6. – P. 999-1016. **9.** *J.N. Juang, M.Phan.* Robust controller designs for second order dynamic system: a virtual passive approach // Journal of guidance, control and dynamics. – 1992. – № 15. – P. 1192-1198. **10.** *K.E. Rouch, S.G. Tewani, T.R. Massa, R.W. Stephenson, L.S. Stephens.* Active vibration control device // United States Patent No. 5170103. – 1992. **11.** *S. Lee, A. Sinha.* Design of an active vibration absorber // Journal of sound and vibration. – 1986. – № 109. – P. 347-352. **12.** *С.П. Тимошенко.* Устойчивость упругих систем. – М.-Л., ОГИЗ, 1946. – 450 с. **13.** *R. Seydel.* Nonlinear computation // Int. journal of bifurcation and chaos. World scientific. – 1997. – Vol. 7. – P. 2105-2126. **14.** *В.А. Якубович, В.М. Старжинский.* Линейные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами и их приложения. – М.: Наука, 1972. – 720 с. **15.** *В.С. Анищенко.* Сложные колебания в простых системах. – М.: Наука, 1990. – 346 с.

Поступила в редколлегию 15.12.2005.

УДК 539.3

Н.Г.ГАРМАШ, канд.техн.наук, ИПМаш НАН Украины

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДВУХОПОРНОГО ЗАМКОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЛОПАТОК ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Розглянуто задачу визначення термонапруженого стану замкового з'єднання грибовидного типу першого ступеня низького тиску турбіни К-300-240-2 у термоконтактній постановці. Показано, що врахування температурних деформацій при розв'язанні задачі несуттєво впливає на рівень контактних напружень, однак посилює нерівномірність їх розподілу, що необхідно врахувати при оцінці працездатності та тривалої міцності конструкцій.

The task of thermocontact interaction for lock connection as the first stage of low pressure of the turbine K-300-240-2 is consider. Is shown, that the registration of temperature strains unessentially influencing on a level of contact pressure, strengthens non-uniformity of its distribution. That it is necessary to take into account at an estimation of functionability of constructions.

Существующие в современном машиностроении виды замковых соединений лопаток турбомашин отличаются сложностью конструктивных форм. Технология их изготовления допускает некоторый разброс геометрических размеров между опорными площадками соединения, что приводит к появлению зазоров (натягов). Вследствие напряженного характера работы и конструктивных особенностей, картина распределения напряжений характеризует-

ся наличием зон высокой концентрации и неравномерностью усилий на опорных площадках замка. Определение напряженно-деформированного состояния (НДС) замковых соединений является сложной пространственной контактной задачей, для решения которой использовались различные методы [1].

Замковые соединения лопаток с диском, являющиеся одними из наиболее напряженных и ответственных узлов турбомашин, обычно работают при повышенных температурах, в условиях неравномерного нагрева, как в осевом, так и в радиальном направлении, поэтому существенное влияние на их термонапряженное состояние оказывают тепловые поля.

Новые расчетные схемы, уточненные постановки задач, учитывающие термоконтakтное взаимодействие и теплообмен между узлами и элементами, позволяют довольно точно оценивать напряженное состояние, величину и характер распределения контактного давления в реальных конструкциях, подверженных температурным воздействиям [2-4].

Рассмотрим задачу взаимодействия узлов двухпорного замкового соединения грибовидного типа первой ступени низкого давления турбины К-300-240-2 в термоконтakтной постановке.

При разработке математической модели и расчетной схемы замка геометрия соединения, действующая нагрузка, граничные условия теплообмена задавались максимально приближенными к реальным для рассматриваемой конструкции. Решение задачи производилось методом конечных элементов. Использовался специальный термоконтakтный элемент [5], одной из характерных особенностей которого является возможность моделирования взаимодействия областей различных типов. Это позволяет рассматривать хвостовик лопатки в рамках плоского напряженного состояния во взаимодействии с осесимметричным диском. Для правильного вычисления центробежных сил, действующих на соединение, и корректной стыковки с диском учитывалась толщина хвостовика в окружном направлении. Задача решалась в упругой постановке для двух вариантов: без учета температурных деформаций и с

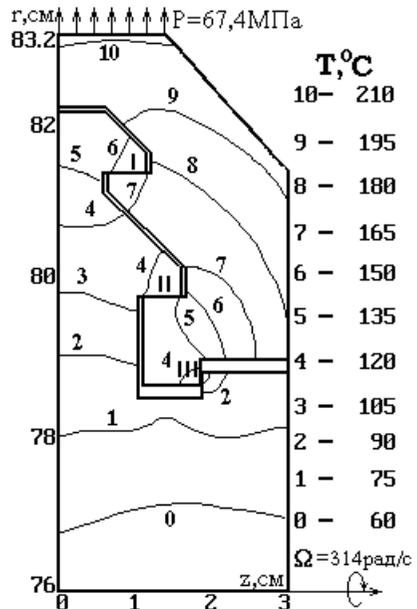


Рисунок 1 – Расчетная схема конструкции с распределением температурного поля

их учетом. Расчетная схема соединения представлена на рис. 1, где цифрами I, II, III обозначено расположение контактных площадок.

В качестве основной нагрузки, определяющей термонапряженное состояние соединения, принимались центробежные усилия от вращения ротора вокруг оси z с угловой скоростью $\Omega = 314$ рад/с. Центробежная лопаточная нагрузка задавалась равномерно распределенной по хвостовику в окружном и осевом направлениях и составляла $P = 67,4$ МПа. Для простоты анализа геометрии диска и действующая лопаточная нагрузка принимались симметричными относительно срединной плоскости диска, поэтому в сечении $z = 0$ задавались условия симметрии $u_z = 0$ и $\tau_{rz} = 0$. В качестве граничных условий для стороны $r = 0,76$ м служили значения перемещений $u_r = 0,058 \cdot 10^{-2}$ м и $\tau_{rz} = 0$ (для расчета без учета температурных деформаций) и $u_r = 0,221 \cdot 10^{-2}$ м и $\tau_{rz} = 0$ (температурные деформации учитываются), полученные из предварительного расчета облопаченного диска. Модули упругости, коэффициенты Пуассона, плотности материалов диска и лопатки соответственно составляли $E_d = 2,18 \cdot 10^5$ МПа; $E_l = 2,23 \cdot 10^5$ МПа; $\nu_d = \nu_l = 0,3$; $\rho_d = \rho_l = 0,8 \cdot 10^4$ кг/м³. Теплофизические свойства материалов принимались следующими: коэффициенты теплопроводности $K_d = 0,24$ Вт/(см · град) и $K_l = 0,244$ Вт/(см · град), объемная теплоемкость материала $\rho_{с,d} = 3,91$ Вт · сек/(см³ · град), $\rho_{с,l} = 4,1$ Вт · сек/(см³ · град), коэффициенты линейного расширения от температуры $\alpha_d = 1,06 \cdot 10^{-5}$ 1/град и $\alpha_l = 1,115 \cdot 10^{-5}$ 1/град. В зоне контакта хвостовика с диском в районе зубьев вводился контактный слой с жесткостью по нормали к поверхности взаимодействия $C_n = 4 \cdot 10^6$ МПа, а в районе полки – $C_n = 1 \cdot 10^6$ МПа. Ввиду неопределенности технологических зазоров из-за неточности изготовления, они полагались нулевыми. По всем трем контактным площадкам принимались условия идеального проскальзывания. Там, где детали не контактируют между собой, для осуществления процесса теплообмена между ними, пространство заполнялось воздухом с коэффициентом теплопроводности $0,00035$ Вт/см · град.

Была рассмотрена нестационарная задача с учетом температурных деформаций, а также без учета их влияния. Температура, при которой отсутствовали температурные деформации, была принята равной нулю. Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности облопачивания равен $\alpha = 0,25$ Вт/(см²град), на конической и боковой поверхности хвостовика – $\alpha = 0,0125$ Вт/(см²град), температура на них составляла $T = 217^\circ\text{C}$. В диске при $r = 0,76$ м – $\alpha = 0,0125$ Вт/(см²град), $T = 50^\circ\text{C}$. На остальных границах – теплоизоляция. Начальное температурное поле постоянно $T = 50^\circ\text{C}$. Распределение температур, установившееся в соединении через две минуты, представлено на рис. 1.

Для получения картины распределения напряжений на стационарном режиме при тех же граничных условиях, после шестого временного шага была решена стационарная задача. При этом температура диска при $r = 0,76$ м принималась равной $T = 210^\circ\text{C}$. На рис. 2 и 3 представлены картины распределения эквивалентных напряжений (интенсивности напряжений с учетом знака максимальной компоненты) для рассматриваемых случаев (без учета и с учетом температурных деформаций) на наиболее напряженном фрагменте схемы.

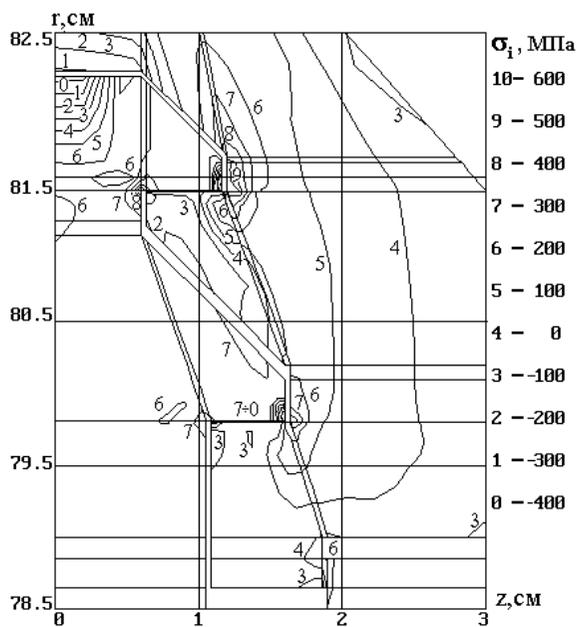


Рисунок 2

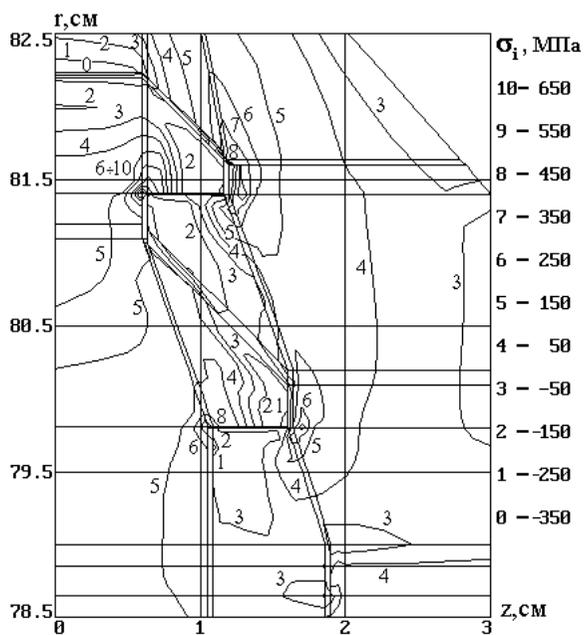


Рисунок 3

Очевидно, что зоны максимальной концентрации напряжений имеют место в районе зубьев, а в целом для соединения характерна неравномерность распределения усилий по опорным площадкам.

Усредненные значения контактного давления в центрах элементов для расчетов без учета и с учетом температурных деформаций приведены в таблице.

Распределение контактного давления (МПа)

номер контактной площадки	номер контактного элемента	без учета температурных деформаций	с учетом температурных деформаций			
			шаги по времени			
			1 мин	1,5 мин	2 мин	∞
I	1	250,0	283,9	281,8	279,0	247,6
	2	171,3	193,5	191,1	189,2	168,8
	3	150,3	167,3	164,5	162,5	146,9
	4	144,0	156,7	153,4	151,1	139,4
	5	138,8	146,7	143,1	140,3	133,0
	6	140,0	143,4	139,5	136,1	132,8
	7	168,7	168,5	164,0	159,4	159,6
	8	277,2	272,3	265,9	258,5	263,2
Среднее значение		163,3	174,3	170,7	167,7	157,6
II	1	145,9	191,8	185,0	182,6	156,1
	2	97,9	123,9	120,1	118,9	104,3
	3	88,0	100,6	99,2	99,2	93,1
	4	90,8	89,4	90,7	92,3	95,3
	5	103,7	86,9	91,3	94,7	108,2
	6	128,0	95,7	103,4	108,8	133,2
	7	172,7	122,3	134,2	142,1	179,8
	8	289,1	202,5	223,2	236,5	301,6
Среднее значение		122,7	111,4	115,1	118,2	128,7
III	1	0	0	26,9	17,5	0
	2	44,7	68,9	55,1	51,6	44,4
	3	135,4	94,3	95,8	97,1	121,9
Среднее значение		60,0	54,4	59,3	55,4	55,4

Отличие в значениях контактных напряжений на стационарном режиме можно объяснить в основном разницей между коэффициентами линейного температурного расширения лопатки и диска.

При воздействии тепла от теплового удара, который может быть вызван, например, подачей горячего пара, учет температурных деформаций оказывает незначительное влияние на величину контактных напряжений, однако неравномерность их распределения между контактными площадками усугубляется. В таблице также приведено усредненное значение контактного давления по

контактным площадкам соединения, то есть то его значение, которое имело бы место при равномерно распределенной по всей площадке контактной нагрузке. Поскольку при тепловом ударе вначале происходит более интенсивный подогрев хвостовика лопатки, верхний зуб соединения догружается, а на нижнем – напряжения падают. После дальнейшего прогрева конструкции контактные напряжения выравниваются.

Таким образом, расчет термонапряженного состояния замковых соединений с учетом воздействия тепловых потоков в рамках термоконтактной задачи существенно уточняет математическую модель конструкции, приближая ее к реальному объекту, что особенно важно для газотурбинных установок, где тепловые потоки интенсивны. Подобные расчеты позволяют исследовать влияние температурных воздействий и различных условий теплообмена на напряженное состояние соединений, на величину и характер распределения контактных давлений, что в свою очередь позволяет объяснить причины снижения длительной прочности машиностроительных конструкций.

Список литературы. 1. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / *А.Н.Подгорный, П.П.Гонтаровский, Б.Н.Киркач, Ю.И.Матюхин, Г.Л.Хавин*. – Киев: Наук. думка, 1989. – 232 с. **2.** *Гармаш Н.Г.* Двовимірний скінченноелементний аналіз контактних задач із врахуванням теплообміну. – Автореф.дисерт. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. – Харків, 1999. – 19 с. **3.** *Гармаш Н.Г.* Напряженное состояние замкового соединения лопаток газовой турбины в рамках термоконтактной задачи / *Н.Г.Гармаш, В.П.Гонтаровский* // Пробл. машиностроения. – 2001. – Т. 4, № 3-4. – С. 12-16. **4.** *Гонтаровский П.П.* К решению контактных задач МКЭ с учетом фрикционного нагрева / *П.П.Гонтаровский, Н.Г.Гармаш* // Динаміка і міцність машин. – Харків. Вісник НТУ «ХП». – 2001. – № 25. – С. 67-74. **5.** *Гонтаровский П.П.* Расчет напряженно-деформированного состояния лопаток турбомашин с учетом термоконтактных взаимодействий/ *П.П.Гонтаровский, Н.Г.Гармаш* // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. тр. Межд. науч.-тех. конф. – Харьков, 29 сент. – 2 окт. 1997г. – Харьков. – 1997. – С. 533-536.

Поступила в редакцию 19.04.2006

УДК 532.595

В.И.ГНИТЬКО, канд. техн. наук;

Е.В.ЕСЕЛЕВА, канд. техн. наук; ИПМаш НАН Украины

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОБОЛОЧЕК ВРАЩЕНИЯ, ЧАСТИЧНО ЗАПОЛНЕННЫХ ЖИДКОСТЬЮ

Запропоновано метод визначення власних частот і форм коливань пружних оболонок обертання, частково заповнених рідиною. Форми коливань оболонки з рідиною визначаються як лінійна комбінація власних форм її коливань в вакуумі. Розв'язок задач гідропружності отримано з використанням методів граничних інтегральних рівнянь і скінченних елементів. Проведено чисельні дослідження гідропружних коливань напівсферичної оболонки.

The computational method for fluid shell interaction eigenproblems is proposed. Natural modes of the shell under fluid interaction are evaluated as superposition of its elastic natural modes. The methods of boundary and finite elements are applied for hydroelastic problem. As an interaction example, a hemispherical shell filled with fluid is demonstrated.