

Л. Г. Горынин, Е. М. Гребелюк,
Н. А. Губайдулин

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ДИСКА ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОФИЛЯ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

a — внутренний радиус диска;	δ — остаточное относительное удлинение;
b — наружный радиус диска;	ρ — массовая плотность;
h — текущая толщина диска;	σ_B — предел прочности;
h_a — толщина на внутреннем радиусе;	σ_r — напряжения в радиальном направлении;
h_b — толщина на наружном радиусе;	σ_θ — напряжения в окружном направлении;
n_p — разрушающая частота вращения;	σ_{rb} — напряжения в радиальном направлении на радиусе b ;
r — текущий радиус диска;	ψ — относительное сужение;
u — перемещения;	ω — угловая частота.

Диски турбин и компрессоров имеют значительный удельный вес в общем весе двигателя, и поэтому задача, связанная с определением оптимального профиля диска, является весьма актуальной. В связи с тем, что опыт эксплуатации турбин с дисками оптимального профиля практически отсутствует, представляет значительный интерес поведение такого диска в процессе разгонных испытаний.

Оптимальный профиль диска определялся методом локальных вариаций динамического программирования и процедуры последовательного приближения [1]. Данный метод позволяет получить профиль диска, удовлетворяющий требованиям равнопрочности и минимального веса, и дает возможность учитывать любые ограничения в области управления.

Математической моделью объекта оптимизации является известная методика по определению плосконапряженного состояния осевого диска, испытывающего воздействие от центробежных сил и неравномерного по радиусу температурного поля. Температура исследуемого диска определялась моделированием аналогичного диска, температурное состояние которого на стационарном режиме было уже известно (рис. 1).

Диск работает при значительных окружных скоростях (до 410 м/сек) и высоких температурах, кроме того, жесткие требования к его весу, связанные оптимальным проектированием конструкции, делают диск высоконагруженным, с большими радиальными напряжениями.

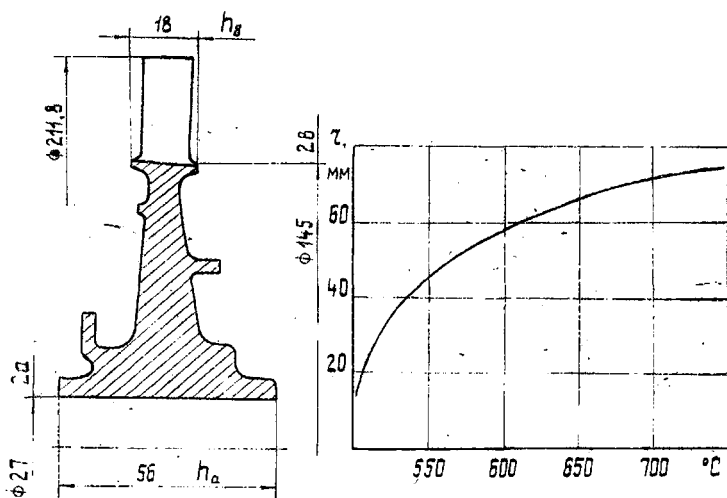


Рис. 1. Основные размеры и температурное состояние диска

Прочность диска оценивалась по двум критериям: по запасу местной статической прочности и запасу прочности по разрушающей частоте вращения. Эти же критерии учитывались и в процессе оптимизации. Запас K_m местной статической прочности оценивался по следующей формуле:

$$K_m = \frac{\sigma_{по}}{\sigma_{max}},$$

где $\sigma_{пр}$ — предельное напряжение для случая кратковременной работы, равное σ_v при соответствующей температуре в расчетном сечении диска;

σ_{max} — максимальные напряжения — радиальные σ_r , или окружные σ_θ .

Запас прочности по разрушающей частоте вращения опреде-

длся по теории предельного равновесия для двух случаев разрушения:

по меридиональному сечению:

$$K_{\theta} = \sqrt{\frac{a_j^b \sigma_B h d r}{\rho \omega^2 a_j^b r^2 h d r + \sigma_{rB} h_b b}}$$

по цилиндрическому сечению:

$$K_r = \sqrt{\frac{r_*^b \sigma_B h d r + \sigma_B^* r^* h^*}{\rho \omega^2 r_*^b r^2 h d r + \sigma_{rB} h_b b}}$$

Звездочкой обозначены величины, соответствующие радиусу предполагаемого разрушения.

Результаты расчета диска приведены в таблице.

Для изготовления диска был выбран сплав ВЖЛ-12У, имеющий согласно рекомендациям хорошие литейные свойства и удовлетворительные физико-механические характеристики. Сплав рекомендован для изготовления охлаждаемых лопаток, работающих в интервале температур 800—1000°C. Диск отливался совместно с лопатками, имеющими минимальную толщину кромок 1 мм. Для получения такой сложной отливки, с целью уменьшения количества дефектов, температура заливки материала повышалась на 30° по сравнению с рекомендуемой.

Результаты испытаний образцов, выполненных из одной плавки с деталью, показали, что физико-механические свойства материала оказались заниженными по сравнению с заявленными. Так, при 20°C предел прочности составил 75 кгс/мм² (вместо 90 кгс/мм²), $\delta = 3 \div 6\%$ (вместо 8—14%), а величина зерна находилась в норме. На образцах, вырезанных из диска, физико-механические свойства соответственно материалу отдельно отлитых образцов.

Для проверки несущей способности диска турбины были

Т а б л и ц а

Расчетные напряжения диска оптимального профиля
при $n_{pr} = 66000$ об/мин и
 $n_{пр} = 69200$ об/мин

r мм	h мм	σ_r кгс/мм ²	σ_{θ} кгс/мм ²
13,5	56,0	0	65,40
17,0	56,0	11,60	51,90
18,0	36,0	20,49	51,49
25,0	30,0	31,53	43,06
30,0	17,0	54,53	47,18
40,0	11,8	65,27	49,46
55,0	9,0	65,57	44,68
56,0	10,0	57,51	41,47
65,0	10,0	42,58	30,43
66,0	6,5	63,16	33,39
72,0	6,5	50,44	17,82
72,5	18,0	17,52	6,45
74,0	18,0	14,50	-1,48

проведены его разгонные испытания. Эти испытания проводились на установке, аналогичной разработанной в ЦНИИТмаше, которая предназначается для исследования на термопрочность и термоусталость лопаток газовых турбин.

Установка (рис. 2) состояла из следующих основных узлов: испытуемый ротор газовой турбины в сборе с подшипниковым узлом, газогенератор, система газопроводов, регулятор подачи газа, защитное устройство для улавливания осколков разрушенного диска. Частота вращения испытуемого диска регулировалась количеством подаваемого газа, а температура — количеством поступающего в камеру сгорания топлива. Установка имела необходимую аппаратуру для контроля частоты вращения, температуры газа перед испытуемым диском и для непрерывного контроля уровня вибраций. К недостаткам данного стенда относится невозможность поддерживать температуру диска такой же, как при работе его в системе двигателя.

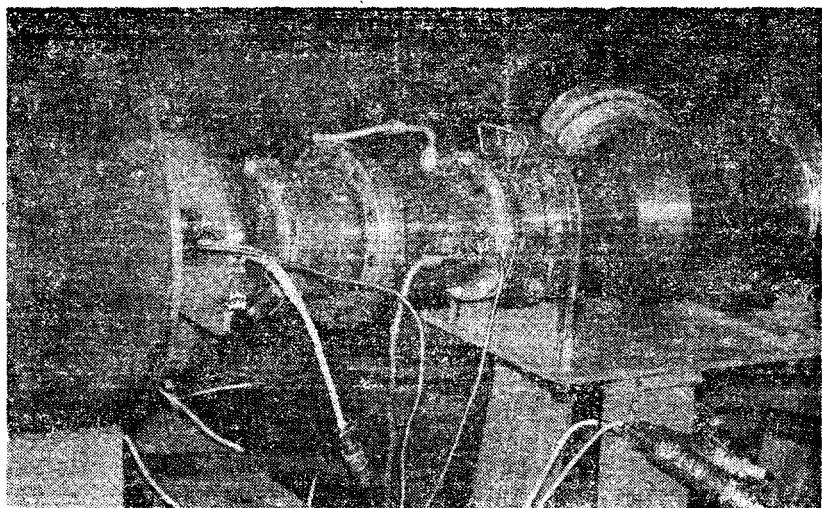


Рис. 2. Внешний вид разгонной установки

Ряд работ отечественных и зарубежных авторов [2—4] посвящен влиянию неравномерного температурного поля и пластических свойств материалов на прочность вращающихся дисков турбин. Большинство авторов приходят к выводу, что для дисков из пластичных материалов ($\delta = 5\%$) температур-

ные напряжения при величине температурного перепада $\Delta t = 250 \div 350^\circ$ влияют лишь на начальную стадию пластического деформирования, а на разрушающую частоту вращения сказываются незначительно, т. е. прочность дисков определяется только изменением механических свойств материала по радиусу в зависимости от температуры. В работе [5] авторами отмечается, что при определяющих радиальных напряжениях температурный перепад Δt более существенно влияет на разрушающую частоту вращения. Так, при перепаде $\Delta t = 75^\circ$ величины K по сравнению с расчетными снизились в 1,5 раза.

При данном эксперименте за счет особенностей разгонной установки температурный перепад не превышал 200° , но общий уровень температур диска был выше, чем при работе его в составе двигателя (рис. 3).

Согласно расчету, разрушающая частота вращения при прочности материала, полученного на образцах, составляет: по меридиональному сечению 61000 об/мин, по цилиндрическому сечению 60000 об/мин. Если учесть, что температура диска во время разгонных испытаний была выше, то разрушающая частота снизится на 7% и соответственно будет равна 57000 об/мин и 56000 об/мин. При разгонных испытаниях разрушение диска произошло по цилиндрическому пояску (рис. 4) при 53000 об/мин. Характер разрушения, большое количество кусков подтверждают, что напряжения в диске по радиусу распределяются равномерно, т. е. диск приближается к равнопрочному (оптимальному).

Для улучшения физико-механических характеристик материала была произведена упрочняющая термообработка — гомогенизация. Детали, нагревались до температуры $1200 \pm 10^\circ\text{C}$ и выдерживались в течение 4 часов в среде аргона. В результате гомогенизации на образцах, вырезанных из диска, предел прочности составил 90 кгс/мм^2 , $\delta = 6 \div 10\%$; $\psi = 10 \div 15\%$. Диск, прошедший гомогенизацию, был подвергнут экспериментальной раскрутке на разгонной установке до частоты

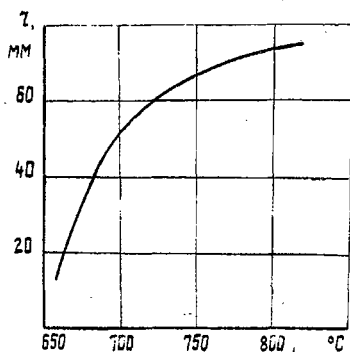


Рис. 3. Температурное состояние диска в процессе разгонных испытаний

Для улучшения физико-механических характеристик материала была произведена упрочняющая термообработка — гомогенизация. Детали, нагревались до температуры $1200 \pm 10^\circ\text{C}$ и выдерживались в течение 4 часов в среде аргона. В результате гомогенизации на образцах, вырезанных из диска, предел прочности составил 90 кгс/мм^2 , $\delta = 6 \div 10\%$; $\psi = 10 \div 15\%$. Диск, прошедший гомогенизацию, был подвергнут экспериментальной раскрутке на разгонной установке до частоты

ты вращения 58000 об/мин. После чего он был снят и обмерен. При этом получились следующие величины перемещений: на диаметре 211,8 (см. рис. 1) $u = 0,45$ мм, на диаметре 145 мм $u = 0,22$ мм (т. е. $\delta = 0,15\%$), на диаметре 27 мм по краям ступицы $u = 0$, а в средней части под полотном диска $u = -0,2$ мм (т. е. $\delta = 0,74\%$).

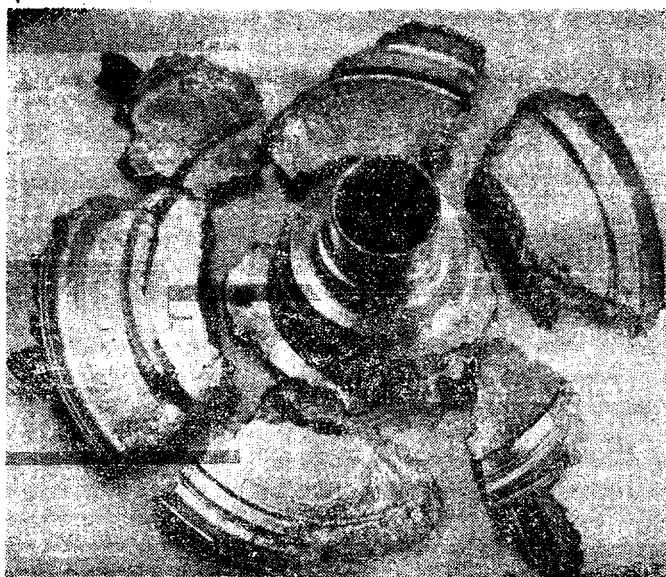


Рис. 4. Разрушенный диск

По результатам обмеров (по величинам деформаций) была рассчитана разрушающая частота, которая получилась равной 62000 об/мин. Расчетная частота вращения по приведенной ранее методике при характеристиках материала, полученных на образцах, и при температурном поле, соответствующем эксперименту, равна 65000 об/мин.

Интересно отметить, что сильно развитая ступица, полученная из условия необходимого запаса местной статической прочности, имеет очень неравномерное распределение напряжений по ширине, о чем говорят полученные величины деформаций. Для таких дисков напряжения по ширине ступицы целесообразно определять при условии объемного напряженного состояния.

ВЫВОДЫ

1. Результаты испытаний дисков осевой ступени турбины оптимального профиля на разгонной установке показали удовлетворительное совпадение данных, рассчитанных по приведенной методике с экспериментальными.

2. Указанная методика, использованная для расчета дисков турбины с центральным отверстием и сильно развитой ступицей, при условии плосконапряженного состояния не учитывает неравномерность напряжений по ширине ступицы. Это может завьисить оценку влияния ступицы на полотно диска.

3. Гомогенизация сплава ВЖЛ-12У улучшает его физико-механические свойства (например, предел прочности увеличивается на 20%).

ЛИТЕРАТУРА

1. Горынин Л. Г., Гребелюк Е. М. Оптимизация облопаченного плосконапряженного колеса радиальной ступени турбомашинны методом локальных вариаций динамического программирования. Конструкционная прочность лопаток турбин ГТД. Тезисы докладов IV научно-технической конференции. Куйбышев, КуАИ, 1976.
2. Козлов И. А. и др. Прочность рабочих колес турбомашин. Киев, «Наукова думка», 1972.
3. Леценко В. М., Козлов И. А., Гонтаровский В. П. К вопросу об определении прочности вращающихся дисков. — «Проблемы прочности», Киев, 1973, № 3.
4. Рабинович В. П. Прочность турбинных дисков. М., «Машиностроение», 1966.
5. Потемкина А. М. и др. К вопросу о прочности неравномерно нагретых вращающихся дисков. — «Проблемы прочности», Киев, 1973, № 5.