

Список литературы

1. Патент SU 1760987. МПК С23С 14/34. Способ получения защитно-декоративных покрытий в вакууме из нитрида титана на изделиях из металла, стекла, керамики / Е.В. Кремко. – заявл. 01.10.91; опубл. 07.09.92.
2. Клубович В.В., Рубаник В.В., Багрец Д.А., Маркова Л.В. Свойства TiN покрытий, осажденных на стали X18H10T, после низкотемпературного отжига в окислительной среде. 50-й Международный научный симпозиум «Актуальные проблемы прочности»: сборник материалов. Ч.2 / УО «ВГТУ» - Витебск. 2010 – с. 213-215.

УДК 539.214

ДИАГНОСТИКА И ОЦЕНКА КАЧЕСТВА БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН.

Дуляк А.П., Евдокимова В.С.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Одной из важнейших задач при строительстве и эксплуатации паровых и газовых турбин является обеспечение надежности их функционирования. Для обеспечения безопасности и надежности паровых и газовых турбин чрезвычайно важно сохранить в процессе изготовления и эксплуатации требуемые характеристики и показатели. Паровые и газовые турбины, работающие при нормальных режимах, сохраняют работоспособность несколько десятков лет. Этому способствует большое внимание, которое уделяется их систематическому контролю и своевременная ликвидация появляющихся дефектов.

На вал ротора турбины действуют: крутящий момент, соответствующий передаваемой турбиной мощности; изгибающий момент от собственного веса и веса насаженных на него деталей; силы неуравновешенного давления пара вдоль оси.

Тяжелые условия работы валов и большая ответственность их с точки зрения обеспечения надежности работы всей турбины требуют особо тщательного подхода к выбору материалов, способов изготовления заготовок и последующей механической обработки, а также методики и средств контроля качества обрабатываемых валов на всех этапах технологического процесса

Поковки валов и цельнокованых роторов, с целью определения качества металла, подвергают следующим видам проверок: определению химического состава, остаточных внутренних напряжений и механических свойств; перископическому осмотру центрального отверстия; микро- и макроструктурному анализу на предмет обнаружения флокенов, трещин и других пороков; контролю на равномерность распределения серы и фосфора путем снятия серных отпечатков; ультразвуковому контролю; тепловым испытаниям.

Валы роторов турбин изготавливают из поковок, применяя молибденосодержащие стали, например хромомо - либденовые, хромомолибденованадиевые, хромомолибденовольфрамованадиевые, а при рабочих температурах свыше 700° С применяют сплавы на никелевой основе, а также на кобальтовой, молибденовой и смешанных основах.

Металлургические заводы поставляют поковки роторов и валов, как правило, грубо обточенными и термически обработанными, по согласованным между поставщиком и заказчиком чертежам заготовок (РЧЗ) с установленными припусками для механической обработки и контрольных испытаний материалов. Размеры припусков обычно следующие: в радиальном направлении — по 15—20 мм на сторону.

в осевом — примерно по 10 мм на каждый участок. Кроме того, для изготовления продольных образцов на каждом конце поковки даются припуски по 200 мм и для изготовления тангенциальных образцов и кольцевых проб (по дисковой части ротора) — 40 мм.

Поковки валов и цельнокованых роторов, с целью определения качества металла, подвергают следующим видам проверок: определению химического состава, остаточных внутренних напряжений и механических свойств; перископическому осмотру центрального отверстия; микро- и макроструктурному анализу на предмет обнаружения флокенов, трещин и других пороков; контролю на равномерность распределения серы и фосфора путем снятия серных отпечатков; ультразвуковому контролю; тепловым испытаниям.

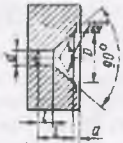
Химический состав определяется по плавочной пробе, отбираемой при разливке стали. Все остальные виды испытаний поковок, кроме теплового, производятся дважды: первый раз на металлургическом заводе при сдаче поковки заказчику, второй раз — в порядке контроля на самом турбинном заводе, что объясняется его высокой ответственностью за работу турбины в процессе ее эксплуатации. Тепловые испытания проводятся один раз, так как для этого вида испытания требуется, чтобы радиальный припуск против чистовых размеров был минимальный. Обычно его принимают равным 2—3 мм.

Технологический процесс механической обработки валов и цельнокованых роторов состоит из предварительной и окончательной обработки.

Предварительная обработка. Обработку вала начинают с зачистки торцов поковки, которая облегчает ее проверку и разметку. На торцах зачищают небольшие площадки; при разметке на этих площадках наносят по две пересекающиеся линии, определяющие положение оси поковки. Зачистка выполняется путем фрезерования на горизонтальном сверлильно-фрезерном станке.

Центровка вала. У валов турбин центровые отверстия выполняют с углом zenковки 90° и добавочным предохранительным конусом с углом 120°. Размеры центровых отверстий приведены в таблице 1. Центровку выполняют на горизонтальном сверлильно-фрезерно-расточном станке с обеих концов вала.

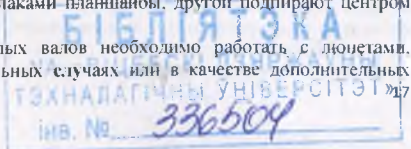
Таблица 1.



| Диаметр вала в мм | Масса в кг | D | D | l | L | a |
|-------------------|------------|-----|----|----|----|----|
| 160-300 | 2000 | 48 | 12 | 15 | 32 | 4 |
| 300-500 | 5000 | 70 | 18 | 18 | 44 | 7 |
| 500-900 | 20000 | 100 | 20 | 20 | 60 | 8 |
| 900-1300 | 40000 | 120 | 20 | 32 | 72 | 10 |

Обдирка поковки. Обдирку поковок турбинных валов и цельнокованых роторов крупных размеров производят на токарно-центровых станках большой мощности, с двумя или тремя суппортами для одновременной работы несколькими резцами. При обработке один конец вала крепят кулаками планшайбы, другой подпирают центром задней бабки.

При обдирке крупных и тяжелых валов необходимо работать с дюнетами, применяя центра лишь в исключительных случаях или в качестве дополнительных



опор; шейки под люнеты точат па центрах. Чистота обработки поверхности шеек не ниже 7-го класса. На шейки под люнет целесообразно насаживать шариковые подшипники, что позволит работать на увеличенных скоростях резания. При обработке коротких валов устанавливают один люнет на конце вала для разгрузки заднего центра. При обработке длинных валов применяют два люнета.

Обработка вала под тепловое испытание. Под тепловое испытание вал обрабатывается с припуском 2 мм на сторону. Шероховатость поверхностей средней части вала, где устанавливается индикатор для контроля биения, и двух опорных шеек должна быть не ниже 7-го класса чистоты, остальных поверхностей вала — приблизительно 2-го класса. Вал обрабатывают с одной установки по всей длине за исключением левого конца, закрепленного в кулаках планшайбы, который обрабатывается со второй установки. Затем вал проходит тепловое испытание. Сборные валы судовых и газовых турбин испытывают в собранном виде.

Тепловое испытание имеет целью проверить однородность структуры материала поковки для вала по всей ее толщине. Неравномерность структуры, наличие рыллот и других дефектов металла может приводить к появлению различных коэффициентов линейного расширения на противоположных сторонах поковки, что неизбежно приведет к изгибанию вала при его нагревании и, как следствие, к образованию недопустимой вибрации турбины в процессе ее работы. Тепловое испытание позволяет своевременно отбраковать дефектные валы или роторы. Этому виду испытания подвергаются заготовки валов или роторов, имеющих в рабочих условиях температуру в какой-либо части не менее 250° С.

Процесс теплового испытания заключается в следующем. Вал при медленном вращении (0,5—3 об/мин) постепенно нагревают при скорости нагрева, не большей 50 °С/ч, до температуры, превышающей рабочую на 50° С. Не снижая частоты вращения, вал выдерживают при этой температуре 72 ч. Затем, не прекращая вращения, вал медленно охлаждают вместе с печью до температуры 200° С, после чего процесс испытания прекращают. Во избежание искривления вал продолжают вращать, пока его температура не понизится до 50° С.

На протяжении всего режима испытания через каждый час измеряют биение (прогиб) вала индикатором и температуру как в рабочем пространстве печи, так и внутри центрального отверстия вала. Скрытые дефекты и внутренние напряжения вызывают искривление оси вала при таком испытании. По величине и степени постоянства искривлений определяют пригодность вала к работе. По техническим условиям обычно допускается прогиб валов, испытываемых при нагревании до температуры, превышающей рабочую на 50° С, не более чем 0,05 мм.

Окончательная чистовая обработка. При окончательной обработке валов и цельнокованых роторов особое внимание следует уделять правильной установке и проверке их положения на станке. Известно, что при обработке деталей типа тел вращения самой надежной базой являются центровые отверстия.

На чистовую обработку валы турбин поступают с просверленными и окончательно обработанными центральными отверстиями. Сборные валы газовых турбин перед чистовой обработкой окончательно собирают и стягивают болтами.

Одним из основных требований к качеству окончательной обработки валов и роторов является обеспечение concentричности их центральных отверстий и наружных поверхностей. Чтобы выполнить это требование, в центральное отверстие с обоих концов устанавливают пробки с точно обработанными в них центровыми отверстиями (центрами), которые и принимают за основную базу для всего процесса последующей чистовой обработки как базовых крайних шеек, так и всего вала. В дальнейшем, при необходимости, положение вала на станке можно контролировать по базовым шейкам.

Определение напряжений в быстро вращающихся валах имеет важное практическое значение. Хорошо известно, что при больших числах оборотов такие

детали как валы паровых и газовых турбин могут разрушаться. Поэтому к прочности быстровращающихся дисков предъявляются высокие требования.

Напряжения, обусловленные передаваемыми касательными усилиями крайне малы. Значительные же напряжения вызываются центробежными силами.

Рассмотрим случай длинного вращающегося вала круглого поперечного сечения, у которого свободные концы не имеют возможности перемещаться в осевом направлении. Здесь мы имеем задачу о плоской деформации. Плоская деформация характеризуется тем, что деформацию трубы в направлении оси z $\varepsilon_z = \zeta$ и $\nu_{rz} = \nu_{rz} = 0$. В этом случае в валу возникают не только радиальные и окружные напряжения, но также и осевые. Закон Гука [6], в полярных координатах записывается в виде

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_r - \mu\sigma_\theta] \\ \varepsilon_\theta = \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_\theta - \mu\sigma_r] \end{cases} \quad (1)$$

где ε_θ - относительная окружная деформация;

ε_r - относительная деформация;

μ - коэффициент Пуассона;

σ_r - напряжение в радиальном направлении;

σ_θ - напряжение в окружном направлении;

Преобразуя данное уравнение получим

$$r \frac{1-\mu}{E} \left[(1-\mu) \frac{d\sigma_r}{dr} - \mu \frac{d\sigma_\theta}{dr} \right] - \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_r - \mu\sigma_\theta] - \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_r - \mu\sigma_\theta] = 0$$

После некоторых преобразований это уравнение можно представить в виде

$$(1-\mu) \left(\frac{d\sigma_r}{dr} - \mu \frac{d\sigma_\theta}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} \right) = 0 \quad (2)$$

Рассматривая совместно уравнение (2.2) и функции напряжений

$$(1-\mu) \left(\frac{d^2\omega}{dr^2} - \rho \omega^2 r \right) - \mu \left(\frac{1}{r} \frac{d\omega}{dr} - \frac{\omega}{r^2} \right) - \frac{\rho \omega - \rho \omega^2 r^2 - \frac{\omega}{r}}{r} = 0 \quad (3)$$

где ω - функция напряжения;

ω - угловая скорость;

Последнее уравнение можно привести к виду

$$\frac{d^2\omega}{dr^2} - \frac{1}{r} \frac{d\omega}{dr} - \frac{\omega}{r^2} - \frac{3-2\mu}{1-\mu} \rho \omega^2 r = 0$$

или

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (\omega \cdot r^2) \right] = - \frac{3-2\mu}{1-\mu} \rho \omega^2 r \quad (4)$$

Интегрируя уравнение (2.4) получаем

$$\omega = - \frac{1-2\mu}{\xi(1-\mu)} \rho \omega^2 r^3 - \frac{\omega_1}{r} + \frac{\omega_2}{r^2} \quad (5)$$

Используя полученное выражение для ω , находим радиальные и окружные напряжения, которые могут быть представлены в виде формул

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{\sigma}{r} = - \frac{1-2\mu}{\xi(1-\mu)} \rho \omega^2 r^2 - \frac{\omega_1}{r} + \frac{\omega_2}{r^2} \\ \sigma_\theta = \frac{\sigma}{r} - \rho \omega^2 r^2 = - \frac{1-2\mu}{\xi(1-\mu)} \rho \omega^2 r^2 - \frac{\omega_1}{r} + \frac{\omega_2}{r^2} \end{cases} \quad (6)$$

Постоянные интегрирования определяем таким же образом, как и в случае тонкого диска. Окончательно для сплошного вала радиуса ξ имеем

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 (b^2 - r^2) \\ \sigma_\varphi &= \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 [(3-2\mu)b^2 - (1-2\mu)r^2] \end{aligned} \right. \quad (7)$$

Для трубчатого вала внутренний и внешний радиусы которого соответственно равны a и b , получим

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 \left(a^2 - b^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - r^2 \right) \\ \sigma_\varphi &= \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 \left(a^2 - b^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - \frac{1-2\mu}{3-2\mu} r^2 \right) \end{aligned} \right. \quad (8)$$

Максимальные напряжения для сплошного вала имеют место в центре и равны

$$\sigma_r = \sigma_\varphi = \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 b^2. \quad (9)$$

Максимум напряжений для полого вала будет иметь место на внутренней поверхности при $r = a$

$$\sigma_\varphi = \frac{1-\mu}{E} \rho \omega^2 b^2 \left(1 - \frac{1-2\mu}{3-2\mu} \frac{a^2}{b^2} \right) \quad (10)$$

Если отверстие очень мало, то величиной $\frac{a^2}{b^2}$ можно пренебречь по сравнению с единицей и максимальное напряжение здесь будет вдвое больше, чем для сплошного вала.

Из закона Гука осевую деформацию можно представить в виде

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\varphi)] \quad (11)$$

Так как свободные концы вала не имеют возможности перемещаться в осевом направлении, то $\varepsilon_z = 0$. Из этого следует

$$\sigma_z = \mu(\sigma_r + \sigma_\varphi) \quad (12)$$

где σ_z - осевое напряжение;

В случае сплошного вала, рассматривая совместно выражения (12) и (7) будем иметь

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{E(1-\mu)} [(3-2\mu)b^2 - 2r^2] \quad (13)$$

В случае трубчатого вала, рассматривая совместно (12) и (8) имеем

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{E(1-\mu)} \left(a^2 - b^2 - \frac{2r^2}{3-2\mu} \right) \quad (14)$$

В случае если вал имеет возможность свободно деформироваться в осевом направлении, то деформация ε_z будет равномерной. Используя выражения закона Гука в полярных координатах деформации ε_r и ε_φ следует представить в виде

$$\left\{ \begin{aligned} \varepsilon_r &= \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_r - \mu\sigma_\varphi] - \mu\varepsilon_z \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_\varphi - \mu\sigma_r] - \mu\varepsilon_z \end{aligned} \right. \quad (15)$$

Рассматривая совместно уравнения (15) и дифференциальное уравнение получим

$$r \frac{1-\mu}{E} \left[(1-\mu) \frac{d\sigma_\varphi}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} \right] - \frac{1-\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_\varphi - \mu\sigma_r] - \mu\varepsilon_z = 0$$

После ряда преобразований последнее уравнение можно представить в виде

$$(1-\mu) \frac{d^2\sigma_\varphi}{dr^2} - \mu \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} - \frac{2\sigma_\varphi - \sigma_r}{r} = 0 \quad (16)$$

Последнее выражение полностью соответствует уравнению (2), и поэтому напряжения σ_r и σ_φ определяются из выражений (7) и (8). Из выражения (12) следует

$$\sigma_z = \mu(\sigma_r + \sigma_\varphi) - E \cdot \varepsilon_z \quad (17)$$

Деформацию ϵ_z можно определить из условия, что сумма сил на торце вала равна нулю. Для сплошного вала

$$P_z = \int_0^{2\pi} \int_0^b \sigma_z \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = 0 \quad (18)$$

Подставив формулу (7) в выражение (8) получим

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \mu (\sigma_z - \sigma_z) \cdot r \cdot dr - \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \epsilon_z \cdot E \cdot r \cdot dr = 0 \quad (19)$$

Рассматривая совместно выражение (19) и уравнения (7) получим:

$$\int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \left[\frac{1}{3} \frac{\rho \omega^2}{1-\mu} [(3-2\mu)(b^2-r^2) - (3-2\mu)b^2 - (1-2\mu)r^2] r \cdot dr - \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b \epsilon_z E r \cdot dr = 0 \right]$$

Принтегрировав последнее уравнение, получим

$$\mu \rho \omega^2 \frac{b^2}{2} - \epsilon_z E = 0$$

Откуда

$$\epsilon_z = -\mu \frac{\rho \omega^2 b^2}{2E} \quad (20)$$

Подставив значения σ_z и σ_r из уравнений (7) и полученное значение ϵ_z в выражение (2.18) окончательно имеем

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{4(1-\mu)} (b^2 - 2r^2) \quad (21)$$

Аналогичным образом определяются напряжения для трубчатого вала и эти напряжения можно представить в виде формулы

$$\sigma_z = \mu \frac{\rho \omega^2}{4(1-\mu)} (b^2 - a^2 - 2r^2) \quad (22)$$

Список литературы

1. Шляхин П.Н. Паровые и газовые турбины М.: «Энергия», 1966, 264 стр. с черт.
2. Бауман Н.Я., Яковлев М.И. Свечков И.Н. Технология производства паровых и газовых турбин, М.: «Машиностроение», 1973, 464 с.
3. Пономарёв С. Д., Расчёты на прочность в машиностроении, том №2, 1958.

УДК 629.114

ОБ УМЕНЬШЕНИИ РАДИУСА ПОВОРОТА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Зеленый П.В., ЩербакOVA О.К., Яцкевич В.В.

Белорусский национальный технический университет, г.Минск

Многочисленная часть полей в Республике Беларусь характеризуется мелкоконтурностью и в этой связи 40% от общего пути трактора затрачивается на развороты и заезды [1]. Поэтому наиболее распространёнными особенностями сельскохозяйственного производства являются геометрические ограничения на движения мобильных средств механизации – машинно-тракторные агрегаты – на загонах в полевых условиях (разворотных полосах), в тесненных условиях хоздворов и ферм, парниках. Эти ограничения касаются всех сельскохозяйственных тракторов большой и малой мощности, и вопрос минимизации радиуса их поворота не теряет актуальности, особенно в куле с уменьшением непроизводительных затрат времени на