

Надёжность как фактор проектируемой системы

А.П. Иванова, д.т.н., профессор, Л.В. Межуева, д.т.н., профессор, В.Ю. Полищук, д.т.н., профессор, Т.И. Пискарёва, к.т.н., ФГБОУ ВО Оренбургский ГУ; А.А. Сорокин, к.т.н., ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ

В условиях технической революции практика ставит перед наукой о надёжности новые задачи по прогнозированию состояния машин, диагностике, обеспечению работоспособности машины при различных условиях эксплуатации.

Необходимость прогнозирования разрушения конструктивных элементов смесителей с оценкой риска эксплуатации является постоянно действующим фактором [1].

Недостаточная надёжность оборудования приводит к огромным затратам на ремонт, простоям оборудования, иногда к авариям, связанным с большими экономическими потерями.

Основные свойства и состояния, которыми характеризуется надёжность, показаны на рисунке 1.



Рис. 1 – Свойства и состояния надёжности

В расчётах надёжности машин и оборудования основываются на том, что все воздействия на металлоконструкцию, все прочностные, физические и деформационные характеристики представляют собой случайные величины, в результате чего выходные параметры также являются случайными.

Качество смешивания в первую очередь обеспечивается выбранной конструкцией, которая обладает определённой надёжностью в эксплуатации. Используя аппараты для смешивания компонентов сыпучей среды, различающихся физико-механическими свойствами, следует учитывать условия их эксплуатации.

При длительной эксплуатации смесительного аппарата происходят повреждения, возникающие даже при соблюдении правил эксплуатации. В некоторые моменты функционирования смесителя возникают такие условия, которые нарушают работоспособность аппарата, т.е. вызывают отказы [2]. Если не принимать специальных мер по обе-

спечению надёжности, то эффективность работы смесителя снижается.

Большая часть механических и технологических отказов проявляется постепенно в изменении одного или нескольких выходных параметров. Показатели надёжности определяются из расчётов в результате анализа процессов, обуславливающих работоспособность конструкции. Параметры технического состояния, позволяющие прогнозировать наступление отказов работы смесителя, могут быть хорошо контролируемы и непосредственно измеряемы, например износ стенок, глубина коррозии.

Контролируемыми параметрами могут быть как измеряемые величины повреждений (глубина коррозии стенок, износ детали), так и выходные параметры смесителя (производительность, КПД и др.).

Смесительные устройства представляют собой систему взаимосвязанных элементов. В зависимости от сложности машин число деталей в них различно. Можно выделить ряд элементов конструкции, определяющих функционирование и надёжность смесительных устройств, которые называются типовыми. К ним относятся: привод, передаточный механизм, вал, опоры, сосуд, в котором проводят смешивание, и рабочий смесительный орган.

Передаточный зубчатый механизм предназначен для изменения направления и скорости вращательного движения между ведущими и ведомыми звеньями (валами) [3].

Основным параметром зубчатого механизма является передаточное число, показывающее изменение скорости вращения в передаточном механизме и равное отношению угловой скорости звена меньшего диаметра к угловой скорости звена большего диаметра. Звено большего диаметра зубчатого механизма называется колесом, а меньшего диаметра – шестернёй [4]:

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1)$$

Для закрытых зубчатых передач расчёт выполняется, во-первых, на этапе проектирования, во-вторых – по условию контактной выносливости [4–6]. Нагрузка, допускаемая по контактной прочности, определяется твёрдостью материала. Высокую твёрдость можно получить при изготовлении зубчатых колёс из сталей, подвергнутых термообработке. Выберем материал зубчатой передачи с прямыми зубьями и определим допускаемые контактные и изгибные напряжения. В целях получения малых габаритов передачи и сохранения условий приработываемости зубьев шестерни и колеса выбираем для шестерни сталь

45X, термообработку – улучшение; для колеса – сталь 35ХГСА, термообработку – улучшение [2, 7]. Разность средних твёрдостей составляет $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 25 \dots 45$.

Определим допускаемые контактные напряжения:

– шестерни:

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{Hlim1} \cdot \frac{K_{1HL}}{S_H}, \text{ МПа}; \quad (2)$$

– колеса:

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{Hlim2} \cdot \frac{K_{2HL}}{S_H}, \text{ МПа}, \quad (3)$$

где σ_{Hlim1} , σ_{Hlim2} – пределы контактной выносливости шестерни и колеса, которые определяются по формулам:

$$\sigma_{Hlim1} = 2HB_{1cp} + 70, \text{ МПа}; \quad (4)$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2HB_{2cp} + 70, \text{ МПа}. \quad (5)$$

K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий срок службы:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}. \quad (6)$$

N_{HO} – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости:

$$N_{HO1} = 30 \cdot HB_{1cp}^{2,4}. \quad (7)$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot HB_{2cp}^{2,4}. \quad (8)$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

При постоянной нагрузке:

$$N_{HE} = 60 \cdot L_h \cdot v, \quad (9)$$

где L_h – ресурс привода, ч.

$$Lh = L \cdot 365 \cdot K_g \cdot 24 \cdot K_c, \text{ ч.}, \quad (10)$$

где L – срок службы в годах, $L = 4$ года;

K_g – коэффициент годового использования, $K_g = 0,7$;

K_c – коэффициент сменности, $K_c = 0,48$, v – частота вращения, об/мин.

$$N_{HO1} = 30 \cdot 270^{2,4} = 20,5 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot 235^{2,4} = 14,7 \cdot 10^6 \text{ циклов},$$

$$N_{HO1} = 60 \cdot 11,77 \cdot 10^3 \cdot 1200 = 8,5 \cdot 10^8 \text{ циклов},$$

$$N_{HO2} = 60 \cdot 11,77 \cdot 10^3 \cdot 240 = 1,7 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Так как $N_{HO1} < N_{HE1}$; $N_{HO2} < N_{HE2}$, принимаем $K_{HL1} = 1$, $K_{HL2} = 1$. Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

Таким образом, допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса примет вид:

$$[\sigma]_{H1} = 610 \cdot 554,55 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = 540 \cdot 490,91 \text{ МПа}.$$

За расчётное допускаемое напряжение для прямозубых колёс принимается меньшее из двух $[\sigma]_H^p = 490,91 \text{ МПа}$.

$$[\sigma]_H = 0,5([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}), \text{ МПа}, \quad (11)$$

$$[\sigma]_H = 0,5(554,55 + 490,91) = 522,7 \text{ МПа}.$$

В данном случае условие $[\sigma]_H < 1,25[\sigma]_{H2}$ выполняется, так как

$$522,7 < 1,25 \cdot 490,91 = 613,64 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса вычисляются по формулам:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A / S_F, \text{ МПа}; \quad (12)$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A / S_F, \text{ МПа}, \quad (13)$$

где σ_{Flim1} , σ_{Flim2} – пределы изгибной выносливости шестерни и колеса:

$$\sigma_{Flim1} = 850 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot HB_{1cp}; \quad (14)$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа}.$$

Y_A – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При нереверсивной нагрузке $Y_A = 1$; Y_{N1} , Y_{N2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (15)$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений всех деталей, соответствующее пределу изгибной выносливости; N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка). $N_{FE1} = 60 \cdot 11,77 \cdot 10^3 \cdot 1200 = 8,5 \cdot 10^8$ циклов, $N_{FE2} = 60 \cdot 11,77 \cdot 10^3 \cdot 240 = 1,7 \cdot 10^8$ циклов.

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,5 \cdot 10^8}} = 0,4092;$$

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1,7 \cdot 10^8}} = 0,5442.$$

Так как $N_{FO1} > N_{FE1}$; $N_{FO2} > N_{FE2}$, принимаем $K_{FL1} = 1$, $K_{FL2} = 1$.

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 1,7$.

$$[\sigma]_{F1} = 850 / 1,7 = 500 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = 486 / 1,7 = 285,88 \text{ МПа}.$$

Известно, что допустимое напряжение изгиба [8], соответствующее числу циклов перемены напряжений N_{FO} , определяется по формуле:

$$[\sigma]_F^p = 1,03 \cdot HB_{cp} \text{ МПа}; \quad (16)$$

– шестерни:

$$[\sigma]_{F1}^p = 1,03 \cdot 270 = 278,1 \text{ МПа};$$

– колеса:

$$[\sigma]_{F2}^p = 1,03 \cdot 235 = 242,1 \text{ МПа}.$$

В результате того, что $[\sigma]_{F1}^p >$ и $[\sigma]_{F2} > [\sigma]_{F2}^p$, условие выполняется.

В механизмах машин крутящий момент передаётся с помощью валов, конструктивная форма которых зависит от нагрузки, способа фиксации насаживаемой детали и условий сборки.

Вал принадлежит к числу наиболее ответственных деталей машин. Так как нарушение формы,

а тем более его разрушение, влечёт за собой выход из строя всей конструкции, поэтому основной показатель надёжности – работоспособность валов, определяемая прочностью и жёсткостью.

Прочность валов зависит от эксплуатационного напряжения, а расчёт на жёсткость заключается в определении прогиба вала и угла закручивания вала.

Геометрия моделей корпусов смесителей, в которых осуществляется технологический процесс, включает наиболее распространённые формы: сферические, цилиндрические и торообразные, которые используются в тонко- и толстостенном, одно- и многослойном, а также в многослойно скреплённом исполнении (рис. 2).

Повреждения корпусов смесителей могут быть вызваны коррозией металла, истиранием стенок сыпучей смесью, усталостью, изменением механических свойств металла и другими причинами. Чаще всего повреждение сосудов вызывается совместным действием различных факторов, поэтому прогнозирование их надёжности производят на основе всестороннего анализа их работы.

Рассматривая лабораторную установку (патент № 2417118) [9], можно прогнозировать остаточный ресурс работы смесителя.

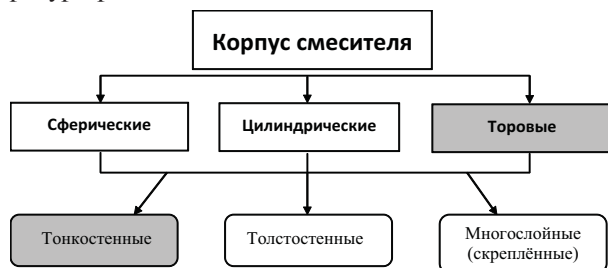


Рис. 2 – Геометрия моделей корпусов смесителей

При эксплуатации смесительного устройства смеси используются разной влажности, таким образом имеет место эрозионный износ. Одновременно с этим в результате удара сыпучей смеси о стенки корпуса присутствует механический износ. Вследствие эрозионного и механического износа

уменьшается толщина стенки корпуса. Предельно допустимая величина износа, равная 2,3 мм, зависит от нагрузочных режимов и конкретно используемого конструкционного материала.

Достоверность оценки надёжности корпуса смесителя зависит от наибольшего числа замеров и частоты проведения диагностических мероприятий.

Следует также учесть, что износ стенок корпуса может быть неравномерным, т.е. области большего нагружения и контакта со смешиваемым материалом подвергаются износу быстрее. Таким образом, прогнозирование отказов зависит от диагностики именно таких проблемных зон на стенках корпуса.

При проектировании смешивающих аппаратов нового поколения следует учитывать вышеизложенные факторы и снимать нагрузку с часто и наиболее быстро выходящих из строя узлов или упрочнять их, повышая тем самым надёжность всей работающей системы в целом.

Литература

1. Иванова А.П. Декомпозиционный подход к надёжности технической системы / А.П. Иванова, А.П. Иванова, Л.В. Межуева, Т.И. Пискарёва // Вестник Оренбургского государственного университета. 2011. № 10. С. 280–283.
2. Надёжность машиностроительной продукции: практическое руководство по нормированию, подтверждению и обеспечению. М.: Издательство стандартов, 1990. 328 с.
3. Надёжность в машиностроении: справочник / В.В. Шашкин и др.; под общ. ред. В.В. Шашкина, Г.П. Карзова. СПб.: Политехника, 1992. 718.
4. Березовский Ю.И. Детали машин: учебник для машиностроительных техникумов / Ю.И. Березовский и др.; под ред. Н.А. Бородина. М.: Машиностроение, 1983. 384 с.
5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин: справочник / 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
6. Киселев Ю.В., Привалов С.А. Расчёт характеристик надёжности технических систем: методические указания к выполнению курсовых работ для студентов специальностей 140606 и 190401 дневной формы обучения. Самара: СамГАПС, 2006. 20 с.
7. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов. 7-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2002. 408 с.
8. Пестрецов С.И., Боршев В.Я., Долгунин В.Н. Надёжность технологического оборудования: лабораторные работы. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. 36 с.
9. Пат. 2417118 Российская Федерация. Лабораторный смеситель / А.П. Иванова, Л.В. Межуева, Т.И. Пискарёва. Бюл. № 12 от 27.04.2011 г.