Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
1987, т.110

УДК 621.684.4

РАБОЧИЙ РЕСУРС ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА И ПОКАЗАТЕЛИ ЕГО НАДЕЖНОСТИ

В.И.АЛЕКСАНДРОВ

Перистальтический насос по принципу действия относится к насосам вытеснения (объемным). Основным элементом, определяющим в конечном итоге надежность насоса, является рабочий шланг, воспринимающий в процессе работы нагрузки, определяемые деформацией стенок шланга и внутренним давлением. Экспериментальные исследования, выполненные на промышленном образце перистальтического насоса, показали, что основной причиной отказов является усталостный износ шланга, вызываемый релаксационными преобразованиями внутренней структуры материала, из которого изготовлен шланг.

Исследовались два шланга - резиновый с нейлоно-неспреновым кордом и полиуретановый. По своим физическим свойствам эти материалы относятся к аморфным полимерам. Известно, что основой механики аморфного полимера являются его релаксационные свойства, определяющиеся тем, что при некотором деформированном состоянии напряжения в материале с течением времени уменьшаются до некоторого равновесного. Поэтому модули упругости аморфного полимера не являются постоянными. При достижении равновесного состояния напряжений упругие свойства материала ухудшаются. При статических деформациях релаксационные преобразования определяются временем действия нагрузки. При периодических деформациях, характерных для рабочего процесса перистальтического насоса, релаксационные преобразования зависят от количества циклов нагружения, т.е. от общего числа оборотов ротора.

В общем виде напряженное состояние эластичного материала описывается уравнением, соответствующим закону Гука,

$$\sigma = E\varepsilon, \qquad (I)$$

где σ - напряжение деформации, Па; E - модуль упругости материала, Па; ε - относительная деформация.

Детали из полимерных материалов, применяемые в практике, работают в условиях сложнонапряженного состояния, поэтому для расчета таких деталей обычные методы по максимальному допустимому напряжению деформации не применимы. В законченном виде теория разработана только для малых упругих деформаций [2]. На практике при расчете деталей из полимерных материалов их сопротивления находят опытным путем. В этом случае в рас-

смотрение принимают коэффициент формы [3], определяющий изменение сечения детали после воздействия деформирующего усилия. В применении к шлангу перистальтического насоса коэффициент формы шланга запишется в виде

$$\zeta = f_1 / f_0 , \qquad (2)$$

где f_1 , f_0 - внутреннее проходное сечение шланга до и после воздействия деформирующего усилия.

Предположим, что до деформация проходное сечение шланга было круглым, а после снятия деформирующего усилия стало овальным, тогда

$$\zeta = \frac{4ab}{d^2} , \qquad (3)$$

где a, b - соответственно малая и большая полуоси овала; d - диаметр шланга.

Размеры a и b зависят от упругих характеристик материала шланга и фиксированы в равновесном состоянии. Если смоченный периметр шланга после деформации не изменился, то

$$a + b = d . \qquad (4)$$

Выразим размеры a и b через величину деформации сечения шланга. Поскольку относительная деформация есть отношение величины деформации (остаточной) к диаметру шланга, то

$$\varepsilon = \Delta d / d = (d - d_1) / d = 1 - \nu ; \quad \varepsilon = 1 - \nu , \qquad (5)$$

где Δd - остаточная деформация шланга в плоскости, совпадающей с направлением деформации; ν - коэффициент остаточной деформации.

Принимая во внимание выражения (3)-(5), получим соотношение для коэффициента формы шланга

$$\zeta = 2 - \nu . \qquad (6)$$

Установим связь коэффициента остаточной деформации ν и модуля упругости материала шланга. Для этого запишем закон Гука для упругой системы:

$$F_g = k \Delta d ,$$

где F_g - сила деформации, Н; k - жесткость системы, Н/м.

В случае полной деформации

$$F_g = k d . \qquad (7)$$

Работа по восстановлению формы шланга после деформации происходит за счет сил, обусловленных внутренними напряжениями в стенках шланга в соответствии с уравнением (I), которые реализуются силой восстановления, равной

$$F_в = \sigma s, \qquad (8)$$

где s – площадь стенок шланга, м^2, $s = \pi c(c+d)$; c – толщина стенки шланга, м.

Учитывая уравнения (I) и (5), получим

$$F_в = E(1-\nu)s. \qquad (9)$$

Деформирующая сила $F_д$ и восстанавливающая сила $F_в$ равны между собой, тогда, с учетом выражения (6), получим

$$\zeta = 1 - \left(\frac{kd}{Es}\right)^2. \qquad (10)$$

Выражение (I0) устанавливает изменение коэффициента формы шланга при однократном нагружении (за один оборот ротора) в зависимости от характеристик материала шланга – его жесткости и модуля упругости. С каждым оборотом ротора насоса сечение шланга будет уменьшаться и в некотором пределе будет равно нулю.

Зависимость коэффициента формы шланга перистальтического насоса от упругих характеристик шланга и частоты вращения ротора является наиболее важным параметром, характеризующим рабочий ресурс насоса. Если за критерий работоспособности насоса принять проходное сечение шланга и считать, что насос выходит из строя, когда сечение шланга становится равным нулю, то из формулы (I0) можно определить соответствующее максимальное число пробегов ролика по рабочей камере.

При $\zeta = 0$ будем иметь

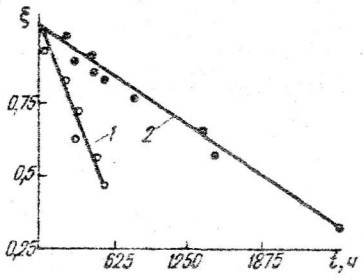
$$n^* = \left(\frac{Es}{kd}\right)^2, \qquad (11)$$

где n^* – общее число оборотов ротора насоса, $n^* = 60\,nT$; T – время наработки, ч; n – частота вращения ротора, об/мин;

$$T = \frac{1}{60 \cdot n}\left(\frac{Es}{kd}\right)^2. \qquad (12)$$

Формулы (II) и (I2) хорошо согласуются с экспериментальными данными

Общее число оборотов ротора, n^*	Время наработки, ч	Коэффициент формы шланга	
		с нейлоно-неопреновым кордом	полиуретанового
$1{,}0 \cdot 10^5$	16	0,98	0,99
$1{,}0 \cdot 10^6$	160	0,82	0,95
$1{,}5 \cdot 10^6$	250	0,73	0,93
$2{,}0 \cdot 10^6$	330	0,64	0,91
$2{,}5 \cdot 10^6$	420	0,55	0,88
$3{,}0 \cdot 10^6$	500	0,46	0,86
$5{,}0 \cdot 10^6$	830		0,77
$8{,}0 \cdot 10^6$	1330		0,64
$9{,}0 \cdot 10^6$	1500		0,59
$15{,}0 \cdot 10^6$	2500		0,32



Графическая зависимость коэффициента формы шланга от времени работы перистальтического насоса: 1 – резино-кордовый шланг; 2 – полиуретановый

Внутреннее сечение шланга в зависимости от числа оборотов ротора насоса изменяется от 0,98 начального сечения до 0,46 для резино-кордового шланга; и от 0,99 до 0,32 для шланга из полиуретана. Общая наработка насоса с полиуретановым шлангом почти в пять раз превышает наработку насоса с резино-кордовым шлангом (см. рисунок).

Для определения вероятности безотказной работы насоса зададимся экспоненциальным законом распределения [I]. Период нормальной эксплуатации примем равным 200 ч. Как было установлено, в течение этого времени еще не сказываются износовые характеристики, а коэффициент формы шланга равен 0,8 для резино-кордового и 0,92 – для полиуретанового. Надежность работы насоса определяется также надежностью других элементов конструкции:

	m	λ_i, $ч^{-1}$	$\sum_{i=1}^{m} n\lambda_i$
Подшипники скольжения	8	$3\cdot10^{-6}$	$24\cdot10^{-6}$
Вал	1	$8\cdot10^{-6}$	$8\cdot10^{-6}$
Оси	4	$6\cdot10^{-6}$	$24\cdot10^{-6}$
Шланги	2	$0{,}5\cdot10^{-3}$	$1{,}0\cdot10^{-3}$

Используя эти данные, получим

$$R(t) = e^{-\lambda_{пр} t} = e^{-1{,}056 \cdot 200} = 0{,}81,$$

где t – время нормальной эксплуатации, $t = 200$ ч; $\lambda_{пр} = \sum_{i=1}^{m} n\lambda_i$ – приведенная интенсивность отказов элементов, $\lambda_{пр} = 1{,}056\cdot10^{-3}$ $ч^{-1}$; m – число элементов; n – суммарное количество элементов; $i = 1, 2, \ldots, m$.

Средняя наработка на отказ перистальтического насоса будет равна

$$T_{ср} = \lambda_{пр}^{-1} = 1{,}056\cdot10^{3} = 1056 \text{ ч}.$$

Выводы

1. При определении показателей надежности перистальтического насоса необходимо учитывать механические свойства рабочего шланга, определяющиеся его упругими и эластичными характеристиками.

2. Коэффициент формы шланга зависит от его жесткости и модуля упругости материала.

3. Вероятность безотказной работы перистальтического насоса в период нормальной эксплуатации равна 0,81, средняя наработка на отказ 1060 ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Базовский И. Надежность. Теория и практика. М., Мир, 1965.

2. Гликман С.А. Введение в физическую химию полимеров. Изд. Саратовского ун-та, 1959.

3. Кацнельсон М.Г., Балаев Г.А. Полимерные материалы. Свойства и применение. Л., Химия, 1982.