

НАДЕЖНОСТЬ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАГНЕТАТЕЛЕМ RF-2ВВ-30 "КУПЕР-БЕССЕМЕР"

¹ Б.В.Копей, ¹ А.Беллауар, ² Н.Абдельбаки

¹ ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: koreyb@nimg.edu.ua

² Лаборатория надежности нефтяного оборудования и материалов,
Факультет нефти, газа и химии, Университет М' амед Буггара – Бумердес, Алжир 35000

Отримані дані про відмови ГПА на Хустській КС за 10 років систематизовано і оброблено за методами теорії ймовірності і математичної статистики. У роботі семи ГПА на КС Хуст за досліджуваній період зафіксовано 120 відмов. Одержано рівняння, за допомогою якого можна розрахувати ймовірність безвідмовної роботи ГПА залежно від його напруження, що дасть змогу виробити стратегії технічного обслуговування і оптимальні графіки планово-запобіжних ремонтів.

Ключові слова: ГПА, надійність, діагностика, ресурс, ремонт.

Полученные данные по отказам ГПА на Хустской КС за 10 лет систематизированы и обработаны по методам теории вероятности и математической статистики. В работе семи ГПА на КС Хуст за исследуемый период зафиксировано 120 отказов. Выведено уравнение, с помощью которого можно рассчитать вероятность безотказной работы ГПА в зависимости от его наработки, что позволит выработать стратегии технического обслуживания и оптимальные графики планово-предупредительных ремонтов.

Ключевые слова: ГПА, надежность, диагностика, ресурс, ремонт.

Information on the GPA failures on Khustska compressor station for 10 years is collected, systematized and treated by the methods of probability and mathematical statistics theory. In work seven GPA on KS Khust for explored period (10 years) it is found out 120 failures. By the obtained equation it is possible to expect probability of the faultless work GPA depending on his resours that will allow to produce strategies of technical service and optimum graphs of plan-predictive repairs.

Keywords: gas pumping unit, reliability, diagnostics, resource, repair

Актуальность проблемы. В газотранспортной сети Украины находится в эксплуатации 450 газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с газотурбинным приводом, что составляет 80% общей мощности всех агрегатов 78 компрессорных станций (КС). Современная компрессорная станция на магистральном газопроводе, оборудованная газоперекачивающими агрегатами, представляет собой комплексную по структуре и функциональным связям систему. Развитие средств комплексной автоматизации КС, сокращение численности обслуживающего персонала, снижение массы и габаритных размеров ГПА, более сложные условия их использования в любую погоду требуют обеспечения высокой надежности работы как вновь создаваемых, так и эксплуатируемых ГПА. Агрегаты зарубежного производства нашли широкое распространение в газотранспортной сети Украины, но возникает вопрос, какие показатели надежности они имеют в конкретных условиях эксплуатации, какие узлы наиболее часто выходят со строя и требуют особого внимания со стороны обслуживающего персонала.

Анализ литературы по данной проблеме.

В отечественной литературе практически отсутствуют данные по параметрам надежности зарубежных ГПА. В зарубежной литературе [1-7] подаются отдельные данные по отказам ГПА, но они не систематизированы. Часто фирма-изготовитель содержит эти характеристики в отчетах для служебного пользования.

Выделение нерешенной части проблемы. Для разработки стратегий технического обслуживания ГПА и оптимальных графиков планово-предупредительных ремонтов необходимо знать характерные отказы центробежного нагнетателя RF-2ВВ-30, изготовленного фирмой "Купер-Бессемер". Особую ценность представляет оценки их параметров надежности.

Технико-экономическое обоснование разработки и постановка задачи исследования.

Чтобы обеспечить перекачивание необходимого количества газа с установленным давлением в магистральном газопроводе "Союз" на участке КС Хуст – Западная граница Украины, на компрессорной станции установлены семь агрегатов ГТК-1021. Выбор пал на эти турбокомпрессоры ввиду того, что технико-экономические показатели и заданные условия эксплуатации удовлетворяют требованиям транспортировки газа. Агрегат ГТК-1021 использует в качестве топлива природный перекачиваемый газ, что выгодно с точки зрения его эксплуатации (отпадает необходимость в обеспечении машин топливом).

Агрегаты компактные, смонтированы в отдельных блоках, автоматизированы, управляются с централизованного пульта. Центробежный нагнетатель RF-2ВВ-30 изготовлен фирмой "Купер-Бессемер" (США) и обладает следующими техническими характеристиками (табл. 1):

Таблица 1 – Основные технические характеристики агрегата ГТК-1021

№ з/п	Параметры	Показатели
1	Приведенная эффективная мощность на муфте, МВт	10
2	Коэффициент полезного действия газотурбинной установки, %	28
3	Температура, °С перед ТВД за ТНД	780 495
4	Расход топлива, м ³ /ч	3720
5	Частота вращения, мин ⁻¹ ТВД ТНД	7100 6200
6	Степень сжатия осевого компрессора	10
7	Расход воздуха сквозь осевой компрессор, кг/с	86,2
8	Номинальный коэффициент полезного действия, % турбины компрессора	88 87
9	Коммерческая производительность, млн. м ³ /сут	16,5-17
10	Политропический коэффициент полезного действия нагнетателя, %	85
11	Объемная производительность, м ³ /мин	350-530
12	Давление газа, МПа на входе на выходе	3,5-5,0 7,5-8,5
13	Степень сжатия	1,27
14	Число рабочих колес (ступеней)	2

Задача состоит в определении основных видов отказов центробежного нагнетателя RF-2BB-30, изготовленного фирмой "Купер-Бессемер" (США) и расчета их характеристик надежности: вероятности безотказной работы, среднего времени безотказной работы, закона распределения наработок на отказ.

Конструкция и принцип действия центробежного компрессора RF-2BB-30 фирмы "Купер-Бессемер" (США)

Центробежный нагнетатель предназначен для перекачивания природного газа в магистральных газопроводах. Он состоит из трех основных узлов: корпуса, проточной части и вала в сборе.

Корпус нагнетателя отлит из стали и рассчитан на максимальное рабочее давление 8,5 МПа. Съемная торцевая крышка обеспечивает доступ к узлам проточной части и вала.

В нижней части корпуса предусмотрены два отверстия для слива конденсата и масла из корпуса. Внутри корпуса установлены диафрагмы, которые направляют поток от рабочего колеса первой ступени к рабочему колесу второй ступени, а затем к нагнетательной секции корпуса.

Пакет диафрагм фиксируется внутри корпуса буртиком, который выполнен в корпусе. Проворачивание пакета диафрагм предотвращается штифтом, расположенным в верхней его части.

На пакете выполнен паз о-образного уплотнительного кольца, который предотвращает

утечку газа от нагнетательного патрубка к всасывающему. Для предотвращения утечек газа между нагнетательными и всасывающими сторонами рабочих колес и между ступенями в пакете диафрагм установлены лабиринтные уплотнения. Во избежание повреждений вала и рабочих колес при их случайном соприкосновении, уплотнительные кольца изготовлены из легкого сплава.

Перед рабочим колесом первой ступени установлен конфузор с направляющими лопастями, который уменьшает турбулентность и подводит по оси поток газа на всасывающую сторону первого рабочего колеса. В торцевой крышке выполнено отверстие, по которому газ подводится к прибору, определяющему расход газа по перепаду давлений на конфузоре.

Ротор нагнетателя состоит из вала, рабочих колес первой и второй ступеней, распорной втулки, думмиса, упорного диска и соединительной полумуфты. Упорный диск и рабочие колеса насажены неподвижно и зафиксированы на валу шпонками. Рабочие колеса удерживаются на валу при помощи насаженной на вал распорной втулки и стопорной гайки.

Для частичного уравновешивания осевого усилия, действующего на ротор, на валу за рабочим колесом второй ступени установлен думмис. Такое уравновешивание достигается соединением полости, расположенной за думмисом, с всасывающей полостью нагнетателя. Осевое усилие, которое действует на думмис, противоположно усилию, действующему на рабочие колеса нагнетателей и следовательно,

частично уравнивает последнее. Остаточное осевое усилие воспринимает упорный подшипник.

Для уменьшения давления газа в полости за думмисом имеется лабиринтное кольцо.

Узел ротора опирается на два опорных подшипника и на двойной упорный подшипник.

Самоустанавливающийся опорный подшипник имеет пять подвижных вкладышей с баббитовым покрытием.

Упорный подшипник состоит из двух самоустанавливающихся подшипников с шестью рабочими колодками на каждом. Упорная нагрузка равномерно распределяется на все рабочие колодки. Осевое усилие на ротор во время пуска нагнетателя воспринимается внутренним упорным подшипником, а осевое усилие во время работы воспринимается наружным упорным подшипником, расположенным с внешней стороны упорного диска.

Входной патрубок является частью внутренней стороны корпуса. Он служит для сбора поступающих газов и для направления потока во входной направляющий аппарат.

Масляные уплотнения используются для предотвращения утечки газа в атмосферу. Уплотнение торцевой крышки состоит из двух плавающих, свободно закрепленных уплотнений-колец и двух лабиринтных уплотнений. Уплотнение на стороне муфты состоит из двух плавающих уплотнений-колец и одного лабиринтного уплотнения.

Газ через входной патрубок поступает во входной направляющий аппарат, который, уменьшая его турбулентность под определенным углом, направляет его на рабочее колесо первой ступени. Далее газ по каналу попадает на вторую ступень, где сжимается до требуемого давления и по спиральной камере на выходе уходит в нагнетательный патрубок.

Масло для смазки подшипников нагнетателя отбирается из системы смазки турбины и в количестве 215,5 л/мин при температуре 40-60 °С и давлении 0,138-0,172 МПа поступает в коллектор, из которого отводятся трубопроводы к подшипникам.

На сливных трубопроводах установлены смотровые стекла для контроля циркуляции масла, термометры и термопары с целью контроля его температуры. Сливные трубопроводы соединены в общий коллектор, по которому масло отводится в главный бак турбины.

Система уплотняющего масла обеспечивает постоянный поток масла под кольцами масляных уплотнений к внутренней части корпуса нагнетателя. В кольцевое пространство между двумя кольцами подается масло, давление которого всегда на 0,07-0,10 МПа выше давления эталонного газа, находящегося в полости между лабиринтными уплотнениями со стороны входа в полости за думмисом со стороны нагнетателя.

Анализ отказов газоперекачивающих агрегатов на компрессорной станции г. Хуст

Способность газоперекачивающего агрегата (ГПА) выполнять поставленную задачу по бесперебойной транспортировке газа определяется его эффективностью, включающей техническое совершенство и эксплуатационную надежность.

В соответствии с ГОСТ 13377-75 надежность определяется, как свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортировки.

Газоперекачивающие агрегаты относятся к восстанавливаемым объектам, работоспособность которых в случае возникновения отказов восстанавливается в данных эксплуатационных условиях путем ремонтов или замены разрушенных узлов или деталей.

Все составляющие надежности оцениваются с помощью количественных характеристик, которые в совокупности образуют показатели надежности [1-7].

В практике оценки надежности ГПА используются показатели, приведенные в табл. 2.

Величины показателей надежности носят случайный характер. Наиболее полно и объективно характеристики надежности могут быть получены лишь в результате определения закона распределения вероятности наработки объекта на отказ. Знание характеристик надежности позволяет: осуществлять контроль уровня надежности в процессе эксплуатации, определять объем и сроки профилактического обслуживания, планировать расход запасных частей и материалов, прогнозировать величину оставшегося ресурса, намечать мероприятия по поддержанию и повышению надежности.

Она из главных задач при использовании методов теории надежности – анализ интенсивности отказов с целью выделения характерных периодов эксплуатации и разработки соответствующих рекомендаций.

С этой целью были собраны данные по отказам ГПА на Хустской КС за 10 лет, систематизированы и обработаны с помощью методов теории вероятности и математической статистики.

Испытания проводились по плану NMT, согласно которому: одновременно испытывают N объектов, после каждого отказа объект восстанавливают, каждый объект испытывают до истечения времени испытаний или наработки T.

В работе семи ГПА на КС Хуст за исследуемый период (10 лет) зафиксировано 120 отказов. Из них около 90 повторяются чаще других, около 30 – периодические отказы. Для последующей обработки все отказы сгруппированы и сведены в табл. 3.

Таблица 2 – Основные показатели надежности ГПА

Свойство	Показатели	Обозначение
Безотказность	Вероятность безотказной работы	$P(t)$
	Интенсивность отказов	$\lambda(t)$
	Параметр потока отказов	$\omega(t)$
	Среднее время безотказной работы	T_{cp}
	Наработка на отказ	$T_{н.о.}$
	Среднее время межремонтного периода	$T_{м.р.}$
	Коэффициент относительной частоты пусков	k_n
Долговечность	Назначенный предельный ресурс	T_n
	Эксплуатационный ресурс	T_{ε}
	Гамма-процентный эксплуатационный ресурс	$T_{\varepsilon\%}$
Ремонтопригодность	Вероятность восстановления	P_v
	Средняя продолжительность внепланового ремонта	$T_{в.п.}$
	Средняя продолжительность планового ремонта	$T_{мп}$
Комплексные		
Безотказность и ремонтпригодность	Коэффициент готовности	k_z
	Коэффициент оперативной готовности	$k_{о.г.}$
	Коэффициент технического использования	$k_{м.и.}$

После этого было рассчитано время наработки ГПА до отказа, что дало возможность построения гистограммы, по оси ординат которой откладывается количество отказов, а по оси абсцисс – промежутки времени в 1000 часов.

Вычисляли вероятность безотказной работы – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ агрегата не возникнет:

$$P(t)_1 = 1 - \frac{n(\Delta t)_1}{N},$$

где: $n(\Delta t)_i$ – число отказов в рассматриваемом интервале времени;

N – общее число отказов по всем агрегатам.

Результаты расчета сведены в таблицу 4.

Получен график зависимости вероятности безотказной работы от времени наработки агрегата (рис. 1).

Была проведена проверка полученной кривой по критерию Колмогорова, для чего построили график зависимости вероятности отказов от времени наработки, т.е. статистическую функцию распределения

$$F_{i_{cm}} = \frac{i}{n+1},$$

где: i – натуральный ряд чисел от 1 до n ;

n – количество отказов.

Теоретическую функцию распределения определяли по выражению

$$F_T = 1 - e^{-t/T_{cp}} = 1 - e^{-\lambda t},$$

т.е. по экспоненциальному закону, где:

$$T_{cp} = \frac{\sum t_1}{n} = 191078/120 = 1592,3 \text{ час} \quad -$$

среднее время наработки на отказ;

t – наработка на отказ, час;

$\sum t_1$ – сумма времени наработки на отказ всех агрегатов, час;

n – число всех агрегатов.

По результатам обработки данных таблицы построили соответствующий график. На основании разницы D между величинами F_{cm} и F_m определили наибольшее значение из полученных результатов: $D=0,2543$ (см. табл. 5). Если выполняется условие $D < [D]$, то действительно имеем экспоненциальный закон распределения.

При уровне значимости

$$\alpha = 0,05 : [D] = \frac{1,36}{\sqrt{n}} = 0,124,$$

где n – общее количество отказов.

В результате имеем $D > [D]$, т.е. нужно производить проверку на распределению Вейбулла.

С целью определения параметров закона Вейбулла использовали стандартную программу и ввели данные по наработкам на отказ газоперекачивающих агрегатов.

В результате расчета с помощью программы получили результаты вычисления $P(t)$, $F(t)$, $\beta = 0,53$, $\eta = 1107$, и коэффициент

Таблица 3 – Причины наиболее частых отказов ГПА

№ з/п	Причина	Количество отказов	Процент общего числа отказов, %
1	Повышенная вибрация компрессора, подшипников нагнетателя	29	24
2	Низкое давление топливного газа	11	9,2
3	Неисправное противопомпажное давление коллектора	9	7,5
4	Высокая температура выхлопа	7	5,8
5	Высокое давление на выходе	7	5,8
6	Неполная последовательность перестановки клапанов	6	5
7	Вибрация подшипника №2 нагнетателя	6	5
8	Большой перепад давления воздуха на входе	5	4,2
9	Перепад на входе $\Delta p = 1,0 - 1,7$ МПа	4	3,33
10	Низкое давление масла в системе	3	2,5
11	Остановка без продувки	3	2,5
12	Пропуск газа на фланце фильтра	2	1,67
13	Отказ генератора	2	1,67
14	Осевой сдвиг	2	1,67
15	Нет зажигания, утечка газа	2	1,67
16	Низкое давление в гидросистеме	2	1,67
17	Повышение температуры подшипника №2 нагнетателя	2	1,67
18	Стационарные краны в неправильном положении	2	1,67
19	Неисправность сервопривода	1	0,83
20	Утечка газа из камеры сгорания №6	1	0,83
21	Утечка газа из скруббера	1	0,83
22	Неисправность вновь замененного фильтра масла	1	0,83
23	Низкий уровень уплотнительного масла	1	0,83
24	Самопроизвольное закрытие крана №5	1	0,83
25	Нет сцепления муфты турбодетандера	1	0,83
26	Нет сигнала сцепления муфты турбодетандера	1	0,83
27	Понижена скорость ТВД	1	0,83
28	Неисправность воздушного фильтра	1	0,83
29	Низкое давление ОЛТ	1	0,83
30	Дефект прокладки фильтра технологического газа	1	0,83
31	Сигнал «Пожар в отсеке»	1	0,83
32	Утечка масла на муфте	1	0,83
33	Низкое давление всасывания	1	0,83
34	Самопроизвольное открытие крана №4	1	0,83
	Всего:	120	100

Таблица 4 – Вероятность безотказной работы агрегатов

$n(\Delta t)_i$	62	85	95	103	109	114	118	119	119	119	120
$P(t)_i$	0,48	0,29	0,21	0,14	0,09	0,05	0,017	0,008	0,008	0,008	0

линейной корреляции равен 0,9575. Затем был построен график (рис. 1) по полученным данным.

С помощью полученного уравнения $P(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} = e^{-\left(\frac{t}{1107}\right)^{0,53}}$ можно рассчитать ве-

роятность безотказной работы ГПА от его наработки, что позволит выработать стратегии технического обслуживания и оптимальные графики планово-предупредительных ремонтов.

Таблиця 5 – Проверка кривой по критерию Колмогорова

Тчас	F _{ст}	F _т	D	Тчас	F _{ст}	F _т	D
6	0,0083	0,0057/ 0,062	0,0046	793	0,5041	0,39 / 0,568	0,1141
6	0,0165	0,0057/ 0,062	0,0128	793	0,5124	0,39 / 0,568	0,1224
6	0,0247	0,0057/ 0,062	0,021	793	0,5207	0,39 / 0,568	0,1307
6	0,0331	0,0057/ 0,062	0,0294	1032	0,5289	0,477 / 0,619	0,0519
6	0,0413	0,0057/ 0,062	0,0376	1032	0,5372	0,477 / 0,619	0,602
8	0,0495	0,005 / 0,072	0,0445	1056	0,5455	0,485 / 0,623	0,0605
8	0,0578	0,005 / 0,072	0,0528	1080	0,5537	0,49 / 0,627	0,0637
8	0,0661	0,005 / 0,072	0,0611	1104	0,5619	0,5 / 0,631	0,0619
8	0,0743	0,005 / 0,072	0,0693	1152	0,5702	0,51 / 0,639	0,0602
8	0,0826	0,005 / 0,072	0,0776	1152	0,5785	0,51 / 0,639	0,0685
8	0,0909	0,005 / 0,072	0,0859	1152	0,5868	0,51 / 0,639	0,0768
8	0,0992	0,005 / 0,072	0,0942	1176	0,5950	0,52 / 0,644	0,075
8	0,1074	0,005 / 0,072	0,1624	1224	0,6033	0,536 / 0,651	0,0673
8	0,1157	0,005 / 0,072	0,1107	1296	0,6116	0,55 / 0,663	0,0616
8	0,1239	0,005 / 0,072	0,1189	1392	0,6198	0,58 / 0,676	0,0393
8	0,1322	0,005 / 0,072	0,1272	1416	0,6281	0,59 / 0,679	0,0381
8	0,1404	0,005 / 0,072	0,1354	1560	0,6364	0,62 / 0,698	0,0164
24	0,1487	0,0149 / 0,124	0,1338	1656	0,6446	0,65 / 0,709	0,01
24	0,157	0,0149 / 0,124	0,1421	1680	0,6529	0,652 / 0,712	0,0003
24	0,1653	0,0149 / 0,124	0,1504	1704	0,6612	0,657 / 0,714	0,0042
24	0,1736	0,0149 / 0,124	0,1587	1872	0,6694	0,69 / 0,732	0,021
24	0,1818	0,0149 / 0,124	0,1669	1872	0,6777	0,69 / 0,732	0,0123
31	0,1901	0,0193 / 0,142	0,1708	1944	0,6859	0,7 / 0,739	0,0141
31	0,1983	0,0193 / 0,142	0,179	1944	0,6942	0,7 / 0,739	0,0058
48	0,2066	0,0267 / 0,175	0,1769	1988	0,7025	0,71 / 0,743	0,0075
48	0,2149	0,0267 / 0,175	0,1852	2016	0,7107	0,72 / 0,746	0,0093
48	0,2231	0,0267 / 0,175	0,1934	2088	0,7190	0,73 / 0,752	0,011
48	0,2314	0,0267 / 0,175	0,2017	2184	0,7273	0,745 / 0,750	0,0187
58	0,2394	0,0358 / 0,191	0,2039	2304	0,7355	0,75 / 0,770	0,0245
72	0,2479	0,0442 / 0,211	0,2037	2304	0,7438	0,75 / 0,770	0,0162
72	0,2562	0,0442 / 0,211	0,212	2328	0,7521	0,768 / 0,772	0,0159
72	0,2645	0,0442 / 0,211	0,2203	2356	0,7603	0,77 / 0,774	0,0097
72	0,2727	0,0442 / 0,211	0,2285	2448	0,7685	0,78 / 0,780	0,0117
120	0,2809	0,0726 / 0,267	0,2083	2496	0,7760	0,79 / 0,784	0,0131
144	0,2893	0,0865 / 0,289	0,2028	2736	0,7851	0,82 / 0,799	0,0349
144	0,2975	0,0865 / 0,289	0,211	3086	0,7934	0,85 / 0,820	0,0566
144	0,3058	0,0865 / 0,289	0,2193	3192	0,8016	0,86 / 0,825	0,0584
144	0,314	0,0865 / 0,289	0,2275	3288	0,8099	0,87 / 0,830	0,0601
158	0,3223	0,0945 / 0,302	0,2278	3504	0,8181	0,889 / 0,840	0,0708
158	0,3306	0,0945 / 0,302	0,2361	3552	0,8264	0,89 / 0,842	0,0636
168	0,3388	0,1001 / 0,31	0,2387	3768	0,8347	0,91 / 0,851	0,0753
168	0,3471	0,1001 / 0,31	0,247	3792	0,8429	0,91 / 0,852	0,0671
192	0,3553	0,1136 / 0,328	0,2417	3864	0,8512	0,91 / 0,854	0,0588
192	0,3636	0,1136 / 0,328	0,25	4008	0,8595	0,92 / 0,860	0,605
216	0,3719	0,1269 / 0,345	0,245	4032	0,8678	0,92 / 0,861	0,0522
216	0,3812	0,1269 / 0,345	0,2543	4224	0,8760	0,92 / 0,867	0,044
240	0,3884	0,14 / 0,360	0,2484	4464	0,8843	0,93 / 0,875	0,0457
264	0,3967	0,153 / 0,375	0,2437	4728	0,8926	0,94 / 0,882	0,0474
288	0,4049	0,165 / 0,389	0,2399	4896	0,9008	0,95 / 0,887	0,0492
336	0,4132	0,19/0,414	0,2232	5496	0,9091	0,96 / 0,902	0,0509
360	0,4215	0,20 / 0,425	0,2215	5616	0,9174	0,97 / 0,905	0,0526
360	0,4297	0,20 / 0,425	0,2297	5688	0,9256	0,97 / 0,906	0,0444
384	0,4880	0,21 / 0,436	0,228	5688	0,9339	0,97 / 0,906	0,0361
384	0,4463	0,21 / 0,436	0,2363	5880	0,9921	0,975/0,909	0,0329
384	0,4545	0,21 / 0,436	0,2445	6024	0,9504	0,977/0,912	0,0266
408	0,4628	0,23 / 0,446	0,2328	6072	0,96	0,978/0,913	0,0193
432	0,4712	0,24 / 0,456	0,2312	6144	0,9669	0,979/0,915	0,0121
504	0,4793	0,27 / 0,484	0,2093	6936	0,9752	0,93/0,927	0,0048
600	0,4876	0,31 / 0,515	0,1778	7392	0,9835	0,99/0,934	0,0055
744	0,4958	0,37 / 0,556	0,1258	10032	0,9917	0,998/0,958	0,0063

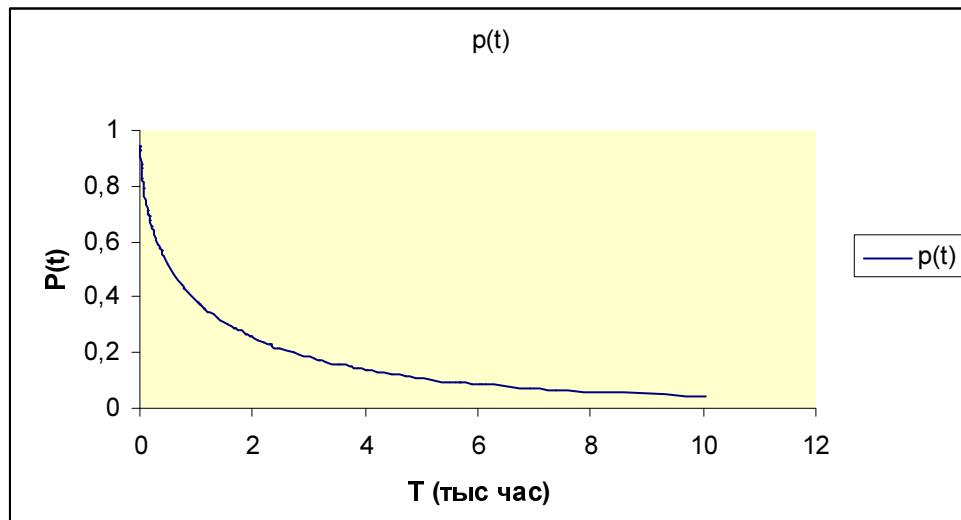


Рисунок 1 – Кривая вероятности безотказной работы ГПА

Литература

1 G. Zwingelstein - *La maintenance basée sur la fiabilité*. Hermès, 1996

2 Kalbfleisch, J. D., and Lawless, J. F. Estimation of reliability in field-performance studies (with discussion), *Technometrics* 30: 1988, pp.365–388.

3 Kalbfleisch, J. D., and Prentice, R. L. *The Statistical Analysis of Failure Time Data*, Wiley, New York. - 1980.

4 Suzuki K., Karim Md. R. and Wang, L. Statistical Analysis of Reliability Warranty Data, in *Handbook of Statistics* (N. Balakrishnan and C. R. Rao, Editors), Chapter 21, Elsevier Science, Amsterdam, - 2001.

5 Dhillon and Singh *Engineering Reliability: New Techniques and Applications*. Wiley, 1981.

6 Fullwood and Hall, *Probabilistic Risk Assessment in the Nuclear Power Industry: Fundamentals and Applications*. Pergamon Press, 1988.

7 McCormick, *Reliability and Risk Analysis: Methods and Nuclear Power Applications*. Academic Press, 1981.

Стаття поступила в редакційну колегію
03.07.09

Рекомендована до друку професором
Ю. Д. Петриною