



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые  
процессы»

**Методические указания**  
к практическим занятиям по выполнению  
расчетных работ по дисциплине  
«Надежность и эксплуатация ГМ, СГПП и  
средств ГПА»

**«Расчет надежности ГПС»**



Автор  
Антоненко В.И.

Ростов-на-Дону, 2016

## Аннотация

Расчет надежности ГПС методические указания к практическим занятиям по выполнению расчетных работ по курсу «Надежность и эксплуатация ГМ, СГПП и средств ГПА» содержат основные положения, методики расчета гидропневмосистем, пример ориентировочного расчета и задание к расчетной работе, предназначены для обучающихся всех форм обучения по направлению 15.04.02 Технологические машины и оборудование программа Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника и по направлению 13.03.03 Энергетическое машиностроение профиль Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника

## Автор



доцент, канд.техн.наук,  
доцент, кафедра «Гидравлика,  
гидропневмоавтоматика и  
тепловые процессы»  
Антоненко В.И.



## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ .....</b>	<b>5</b>
<b>2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ГПС .....</b>	<b>6</b>
<b>3. ПРИМЕР ОРИЕНТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ГПС.....</b>	<b>15</b>
<b>4. ЗАДАНИЕ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНОЙ РАБОТЫ.....</b>	<b>18</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>19</b>

## ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы надежности современной сверхсложной техники очень велика и продолжает возрастать во времени, требуя новых, системных подходов к ее решению. При создании гидромашин, гидро- и пневмоприводов и средств гидропневмоавтоматики, требуется оценка надежности всех без исключения компонентов на всех стадиях создания. Специфика этих компонентов велика, но, тем не менее, конкретные методы расчета их надежности основываются на общих концепциях и приемах, которые рассматриваются в дисциплинах «Надежность гидромашин, гидроприводов и средств ГПА» и «Надежность гидромашин, СГПП и средств ГПА», и без овладения которыми инженер не сможет эффективно решать задачи проектирования и эксплуатации гидромашин, гидро- и пневмоприводов и средств ГПА. В свою очередь, успешное овладение методами анализа, расчёта и обеспечения надёжности сложных гидропнево- систем прямо зависит от приобретённых практических навыков. Специалисты в области теории надёжности считают, что изучение этой теории без надлежащей практической подготовки бесцельно.

## 1. ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Изучение курса «Надежность и эксплуатация ГМ, СГПП с средств ГПА» и «Надежность гидромашин, гидроприводов и средств ГПА» является частью общеинженерной подготовки студентов по направлению 150402 Технологические машины и оборудование программа «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» и по направлению 130303 Энергетическое машиностроение профиль «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника»

В процессе изучения курса студенты выполняют расчетные работы. Цель выполнения заданий: научиться производить определение основных показателей надежности элементов и систем для различных законов распределения, расчет показателей надежности преобразованием структурных схем в эквивалентные ей по надёжности и овладение методикой ориентировочного расчета показателей надежности гидропневмосистем на стадиях эскизного и технического проектирования, методика может быть использована при выполнении выпускной квалификационной работы. Математическим аппаратом для решения перечисленных задач является: теория вероятности, математическая статистика, математическая логика (булева алгебра). Поэтому перед началом изучения рассматриваемого курса важно восстановить в памяти основные понятия, определения, законы и формулы, относящиеся к этим разделам.

## 2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ГПС

Ориентировочный расчет надежности спроектированных гидро-пневмосистем производится на заключительном этапе разработки принципиальных схем на этапах эскизного или технического проектирования, когда определены все входящие в схему элементы по типоразмерам и их компоновка в механизмах. Данный расчет включает в себя определение основных показателей характеризующих безотказность работы ГПС: интенсивность отказов ГПС-  $\lambda_0$  час<sup>-1</sup>; наработку до отказа –  $T_0$ , час; вероятность безотказной работы -  $P(t_k)$  и ее долговечность [ 6 ] - гамма-процентный ресурс -  $T_{\text{пр}}$  час ;средний ресурс -  $T_p$ , час. Большинство систем спроектировано таким образом, что при отказе любого из элементов система отказывает. При анализе надежности такой системы предполагается, что отказ любого из элементов носит случайный и независимый характер и не вызывает изменения характеристик (не нарушает работоспособности) остальных элементов. С точки зрения теории надежности в системе, где отказ любого из элементов приводит к отказу системы, элементы включены по основной схеме или последовательно. В понятии отказа заложен физический аналог принципиальной гидравлической схемы с последовательным включением элементов, когда отказ любого из элементов связан со срывом подачи. Но очень часто при расчетах надежности приходится физическое параллельное включение элементов рассматривать как последовательное включение расчетных элементов. Например, предохранительные клапаны подключаются параллельно гидро-пневмомашинам, но их отказ функционально идентичен отказу последовательно подключенных элементов. Следовательно, при расчете надежности предохранительные клапаны, как расчетные элементы, имеют последовательную основную схему включения. Если система состоит из  $n$  последовательно включенных элементов.

Из теории вероятностей известно, что если определены вероятности появления нескольких независимых случайных событий, то совпадение этих событий определяется как произведение вероятностей их появления [1, 2, 3]. В нашем случае работоспособное состояние любого из  $n$  элементов системы оценивается как вероятность безотказной работы элемента. Система будет находиться в работоспособном состоянии только при условии совпадения работоспособных состояний всех элементов. Таким образом, работоспособность системы оценивается как произведе-

ние вероятностей безотказной работы элементов:

$$P(t) = \prod_1^n P_i(t) \quad (1)$$

где  $P_i(t)$  – вероятность безотказной работы  $i$ -го элемента. Вероятность безотказной работы является функцией времени и обычно при расчете этого единичного показателя определяется для конкретных значений времени – 0,25; 0,5; 0,75; 1 ресурса гидропневмосистемы. При произвольном законе распределения времени наработки до отказа для каждого из элементов:

$$P_i(t) = e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt} \quad (2)$$

где  $\lambda_i$  – интенсивность отказов  $i$ -го элемента; отношение числа отказавших изделий в единицу времени к среднему числу изделий, исправно работающих в данный отрезок времени.

Вероятность безотказной работы системы соответственно запишется:

$$P(t) = \prod_{i=1}^n e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt} \quad (3)$$

По выражению (4) можно определить вероятность безотказной работы системы до первого отказа при любом законе изменения интенсивности отказов каждого из  $n$  элементов во времени.

Для наиболее часто применяемого условия  $\lambda_i = \text{const}$  выражение (3) примет вид:

$$P(t) = e^{-(\sum_{i=1}^n \lambda_i)t} \quad (4)$$

где  $\sum_{i=1}^n \lambda_i$  можно представить как интенсивность отказов всей гидропневмосистемы, сведенной к эквивалентному элементу с интенсивностью отказов  $\lambda_0$ :

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^n \lambda_i + n_{\text{соед}} * \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} * \lambda_{\text{тр}} \quad (5)$$

где  $\lambda_i$  – интенсивность отказов  $i$ -го устройства гидропневмосистемы;  $n$  – число устройств в принципиальной схеме;  $n_{\text{соед}}$ ,  $n_{\text{тр}}$

Расчет надежности ГПС

число трубопроводов и число трубопроводов соединений (ориентировочно можно считать  $P_{соед} = 2 * P_{тр}$ );  $\lambda_{соед}$ ,  $\lambda_{тр}$  – интенсивность отказов соединений и трубопроводов.

В реальных условиях эксплуатации элементы, из которых собрана система, зачастую оказываются в условиях значительно отличающихся от расчетных (номинальных). Это обстоятельство влияет как на надежность элементов, так и на систему в целом.

Для гидропневмосистем наиболее существенными факторами являются: рабочее давление и скорость его изменения; механические воздействия (вибрация, тряски, удары); влажность окружающего воздуха; наличие пыли в воздухе и др. Чаще всего указанные факторы учитываются с помощью соответствующих поправочных коэффициентов.

Учет влияния условий эксплуатации элементов гидропневмосистем в ориентировочных расчетах производится с помощью поправочного коэффициента  $K_{\lambda}$ . Величина интенсивности отказов элемента

$$\lambda_I = \lambda_{i0} * K_{\lambda} \tag{6}$$

где  $\lambda_{i0}$  – интенсивность отказов при лабораторных условиях работы.

Значения поправочного коэффициента  $K_{\lambda}$  для различных условий эксплуатации аппаратов приводится в таблице 2[4].

Таб-

лица 2

Условия эксплуатации элементов	$K_{\lambda}$
В лабораторных и благоустроенных помещениях	1
В стационарных наземных устройствах	10
На кораблях при монтаже приборов в защищённых отсеках	17
На автоприцепах	25
На железнодорожных платформах	25 – 30
В высокогорной аппаратуре	80
В составе бортовой аппаратуры:	
- на самолётах	120 – 150
- на управляемых снарядах	300 – 350
- на современных ракетах	900– 1000

Таким образом, систему из n последовательно включенных



элементов легко заменить эквивалентным элементом, который имеет экспоненциальный закон распределения вероятности безотказной работы. А это значит, если  $\lambda_0 = \text{const}$ , то средняя наработка до отказа системы, математическое ожидание наработки изделия до первого отказа

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} \quad (7)$$

Верно также и то, что при условии  $\lambda_0 = \text{const}$ , искомая величина определится как,

$$\lambda_0 = \frac{1}{T_0} \quad (8)$$

В случае  $\lambda_0 \neq \text{const}$  средняя наработка до отказа системы определяется по выражению:

$$T_0 = \int_0^{\infty} P(t) dt \quad (9)$$

где  $P(t)$  находится по выражению (4).

При наличии в проектируемой гидропневмосистеме параллельно установленных и при этом параллельно работающих элементов (насосов, клапанов, фильтров и т.д.) интенсивность отказов всей системы  $\lambda_0$  рассчитывается по зависимости для конкретного момента времени  $t_k$

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^{n_0} \lambda_i + n_{\text{соед}} * \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} * \lambda_{\text{тр}} - \left\{ \sum_{j=1}^{n_d} \ln \{ 1 - \exp(\lambda_j t_k) \}^2 \right\} / t_k \quad (10)$$

где  $\lambda_i$  - интенсивность отказов  $i$ -го устройства гидропневмосистемы;

$n_0$  - число одинарных, последовательно работающих устройств в принципиальной схеме;  $n_{\text{соед}}$ ,  $n_{\text{тр}}$  - число трубопроводов и число трубопроводов соединений (ориентировочно можно считать  $n_{\text{соед}} = 2 * n_{\text{тр}}$ );  $\lambda_{\text{соед}}$ ,  $\lambda_{\text{тр}}$  - интенсивность отказов соединений и трубопроводов;  $n_d$  - число сдвоенных, параллельно работающих устройств в принципиальной схеме;  $t_k$  - расчетный момент времени.

Максимальные, минимальные и средние значения интенсивности отказов  $\lambda_0$  устройств гидропневмосистем полученные

## Расчет надежности ГПС

в результате экспериментальных исследований и эксплуатации [5] приведены в таблице 1.

Интенсивность отказов элементов гидropневмосистем  
Таблица 1.

Гидрооборудование	Интенсивность отказов $\lambda_{\Gamma}$ 1/час * $10^{-6}$		
	минимальная	средняя	максимальная
Гидроцилиндры	0,005	0,008	0,12
Гидроцилиндры поворотные	1,45	4,3	7,15
Гидропневмоаккумуляторы	0,35	3,9	7,5
Гидрораспределители золотниковые	0,3	1,12	2,2
Гидрораспределители клапанные	0,04	0,08	0,12
Гидробаки	0,48	1,5	2,52
Дроссели нерегулируемые	0,05	0,1	0,16
Дроссели нерегулируемые	0,2	0,5	1,6
Клапаны обратные	3,27	5,7	14,1
Клапаны переключающие	0,27	0,5	1,62
Клапаны подпорные	1,41	5,88	8,13
Клапаны предохранительные	2,24	5,7	8,94
Клапаны разгрузочные	2,1	10,8	19
Клапаны редуционные	10	27	44
Клапаны электромагнитные	0,22	7,1	14
Насосы нерегулируемые поршневые	6	9,5	13
Насосы нерегулируемые шестеренные	3	13	27
Насосы регулируемые поршневые с гидроуправл.	6,4	14	45
Насосы регулируемые поршневые с механ. управл.	3,33	13,5	31,3
Насосы регулируемые поршневые с электроуправл.	2,9	13,5	27,4
Регуляторы расхода	0,7	2,14	5,54

Соединения трубопроводов разъемные	0,3	0,56	1,8
Соединения трубопроводов сварные	0,01	0,03	0,07
Рукава	0,05	2,0	3,22
Рукава высокого давления	0,16	3,94	5,22
Рукава высокого давления с оплеткой	0,95	2,1	3,2
Теплообменные аппараты	2,21	15	18,6
Электродвигатели	1,0	2,6	4,3

Гамма-процентный ресурс  $T_{p\gamma}$  характеризует наработку гидропневмосистемы, в течении которой она не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma$ , выраженной в процентах. Данный единичный показатель долговечности определяется для нескольких заданных значений вероятности по зависимости

$$T_{p\gamma} = -T_0 \text{LN}(\gamma/100) \quad (11)$$

Где  $\gamma = 99,95,92,90 \%$

Средний ресурс  $T_p$  характеризует усредненную наработку гидропневмосистемы, в течении которой она не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma=50$ , выраженной в процентах.. Данный единичный показатель долговечности определяется по зависимости

$$T_p = 0,692 * T_0 \quad (12)$$

Для более полной оценки показателей надежности гидропневмосистем необходимо определить максимальные, минимальные и средние значения количественных показателей надежности гидропневмосистем в целом.

Параллельным соединением элементов в структурной схеме надежности называется такое соединение, при котором объект отказывает только при отказе всех элементов его составляющих (рисунок 1).

Условием работоспособности объекта с параллельным соединением элементов в течение наработки  $t$  необходимо и достаточно, чтобы хотя бы один элемент был в работоспособном состоянии.

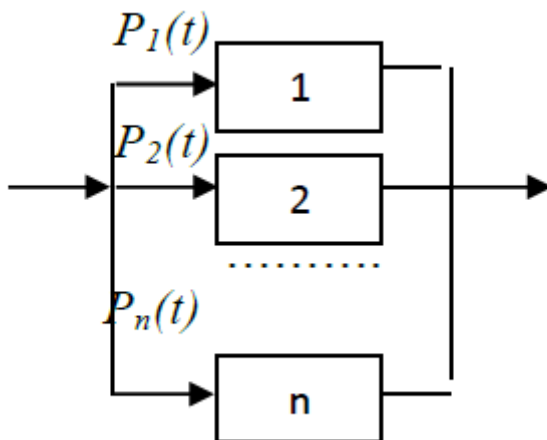


Рис. 1. Структурная схема параллельного соединения элементов

Параллельная модель надежности отображает систему, состоящую из двух и более элементов, соединенных параллельно. На рисунке 1 обозначения  $P_1(t)$ ,  $P_2(t)$ , ...,  $P_n(t)$  имеют тот же смысл, что и в последовательной модели надежности.

Если отказы элементов независимы друг от друга, то вероятность отказа объекта равна произведению вероятностей отказа его элементов:

$$Q_c(t) = \prod_{i=1}^n Q_i(t) = \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)] \quad (13)$$

а вероятность безотказной работы:

$$\begin{aligned} P_c(t) &= 1 - Q_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i(t) \\ &= 1 - \prod_{i=1}^n [1 - P_i(t)] \quad (14) \end{aligned}$$

Если все элементы объекта имеют одинаковую надежность, то

$$\begin{aligned} Q_c(t) &= Q_i^n(t) &= 1 - P_i^n(t) & ; \\ P_c(t) &= P_i^n(t) = 1 - Q_i^n(t) \quad (15) \end{aligned}$$

При экспоненциальном законе распределения вероятность безотказной работы через интенсивность отказов можно записать:

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - e^{-\int_0^t \lambda_i(t) dt}) \quad (16)$$

Если все элементы имеют одинаковую надежность, то:

$$P(t) = 1 - (1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt})^n \quad (17)$$

При  $\lambda = \text{const}$  последнее выражение принимает вид:

$$P(t) = 1 - (1 - e^{-\lambda t})^n \quad (18)$$

Среднее время наработки параллельной структуры до отказа равно:

$$T_0 = \int_0^{\infty} P(t) dt = \int_0^{\infty} [1 - (1 - e^{-\lambda t})^n] dt \quad (19)$$

После интегрирования последнего выражения получим:

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} \left( 1 + \frac{1}{2} + \dots + \frac{1}{n} \right) = \frac{1}{\lambda_0} \sum_{i=1}^n \frac{1}{n} \quad (20)$$

Анализ полученных выражений позволяет сделать следующие выводы:

- вероятность безотказной работы объекта с параллельным соединением элементов повышается с увеличением числа элементов;
- вероятность безотказной работы параллельного соединения всегда выше, чем вероятность безотказной работы самого надежного элемента соединения (лучше лучшего).
  - наработка объекта до отказа с параллельным соединением элементов больше наработки на отказ его элементов.

В структурных схемах надежности объекта со смешанным соединением элементов присутствуют одновременно последовательные и параллельные схемы надежности (рисунок 2).

Для расчета надежности объекта применяют метод «свертки». Метод свертки состоит из нескольких этапов:

- на первом этапе рассматриваются все параллельные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами с соответствующими показателями надежности;
- на втором этапе рассматриваются все последовательные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами;
- на третьем этапе вновь рассматриваются все параллельные соединения, которые заменяются эквивалентными элементами;
- преобразования продолжаются до тех пор, пока исходная структурная схема надежности не будет преобразована к схеме последовательного соединения элементов.

Так, оценку безотказности системы, представленной на рисунке можно выполнить следующим образом:

$$P_k(t) = P_1(t)P_2(t), \quad (21)$$

$$P_l(t) = 1 - [1 - P_3(t)][1 - P_4(t)], \quad (22)$$

$$P_m(t) = 1 - [1 - P_5(t)P_6(t)][1 - P_7(t)P_8(t)] \quad (25)$$

В итоге структурная схема надежности будет преобразована к последовательному соединению (рисунок 3):

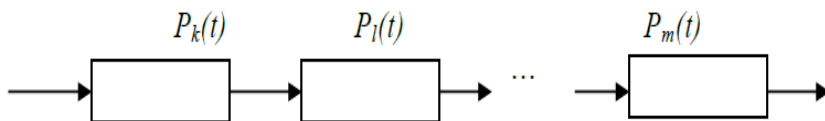


Рисунок 3. Преобразованная структурная схема смешанного соединения элементов

Тогда 
$$P_c(t) = P_k(t)P_l(t)P_m(t) \quad (23)$$

### 3. ПРИМЕР ОРИЕНТИРОВОЧНОГО РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ГПС

Ориентировочный расчет основных показателей надежности на стадии эскизного проекта производится на базе теоретических положений приведенных в пункте 2 методических указаний. Ориентировочный расчет обычно сопровождает разработку эскизного проекта, когда нет еще полных данных о режимах и условиях работы отдельных элементов разрабатываемого изделия, но уже известна структура, т.е. состав элементов и связи между отдельными элементами.

Расчет производится обычно при следующих допущениях:

а) отказы элементов являются событиями случайными и независимыми;

б) учитываются только элементы, входящие в основную функциональную схему работы изделия;

в) вероятность безотказной работы элементов изменяется во времени по экспоненциальному закону, т.е. вероятность отказов ( $\lambda_i$ ) не зависит от времени;

г) учет влияния условий работы производится приближенно;

д) параметрические отказы отдельно не учитываются. Гидропривод, принципиальная схема которого приведена на рис. 4 по структуре надежности представляет собой основную последовательную

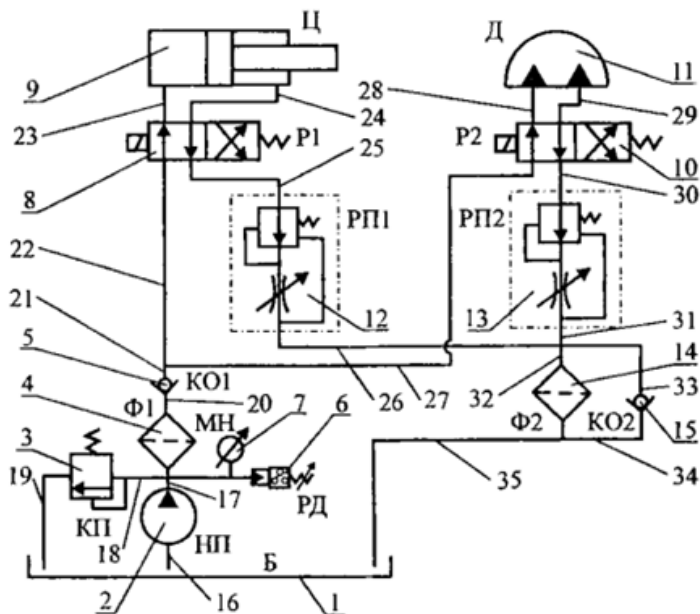


Рисунок 4. Принципиальная гидравлическая схема привода.

структуру, вследствие чего в соответствии с (5) интенсивность отказов всего привода, рассчитанная по средним значениям показателям интенсивности отказов отдельных элементов (табл.1) будет равна

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^{15} \lambda_i + n_{\text{соед}} * \lambda_{\text{соед}} + n_{\text{тр}} * \lambda_{\text{тр}}$$

$$= 10^{-6} [(1,5 + 13,5 + 5,7 + 1,12 + 0,008 + 1,12 + 4,3 + 2,14 + 2,14 + 0,8 + 5,7) + 40 * 0,56 + (12 * 3,94 + 8 * 2)] = 130,2 * 10^{-6} \text{ ч}^{-1}.$$

В схеме привода используются 20 участков трубопроводов из них 12 напорных и 8 сливных; учитывая влияние условий эксплуатации элементов гидропривода в соответствии с (6) для лабораторных условий поправочный коэффициент  $K_\lambda$  принимаем равным 1.

Наработка на отказ для периода нормальной эксплуатации или математическое ожидание наработки привода до первого отказа в соответствии с (7)



## Расчет надежности ГПС

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_0} = 1/(130,2 * 10^{-6}) = 7680 \text{ час.}$$

Вероятность безотказной работы привода для конкретных наработок в соответствии с (4) определяем для  $t_k = 0, 2000, 4000, 6000, 8000$  час.

$$P(0) = 1; \quad P(2000) = e^{-\lambda_0 * 2000} = 0,771;$$

$$P(4000) = e^{-\lambda_0 * 4000} = 0,594$$

$$P(6000) = e^{-\lambda_0 * 6000} = 0,458;$$

$$P(8000) = e^{-\lambda_0 * 8000} = 0,353.$$

Гамма-процентный ресурс  $T_{p\gamma}$  - единичный показатель долговечности определяется для значений вероятности  $\gamma = 99, 95, 92, 90$  % по зависимости (11)

$$T_{p99} = -7680 \ln(99/100) = 77 \text{ час.};$$

$$T_{p95} = -7680 \ln(95/100) = 394 \text{ час.};$$

$$T_{p92} = -7680 \ln(92/100) = 640 \text{ час.};$$

$$T_{p90} = -7680 \ln(90/100) = 809 \text{ час.}$$

Средний ресурс  $T_p$ , характеризующий усредненную наработку привода, в течение которой он не достигает предельного состояния с вероятностью  $\gamma = 50\%$  определяется по зависимости (12)

$$T_p = 0,692 * T_0 = 0,692 * 7680 = 5322 \text{ час.}$$

Далее для более полной оценки показателей надежности проектируемого гидропривода необходимо аналогично по приведенной методике определить максимальные и минимальные значения количественных показателей надежности гидропривода в целом.

Все полученные результаты расчетов показателей надежности сводим в таблицу и графически представляем зависимости вероятности безотказной работы проектируемого гидропривода от времени.

## **4. ЗАДАНИЕ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТНОЙ РАБОТЫ.**

1. Произвести ориентировочный расчёт надежности гидропневмосистемы согласно методике, данной в указанном руководстве и исходных данных для проектируемой ГПС к выпускной квалификационной работе или к расчетной работе по курсу «Проектирование СГПП» и представить его в пояснительной записке.

2. Разработать и привести структурную схему надежности ГПС и если необходимо произвести и представить ее преобразование.

3. Привести принципиальную схему системы с перечнем элементов, изображённых на схеме и подобранными участками трубопроводов или рукавов высокого давления;

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравченко И.Н., Зорин В.А., Пучин Е.А., Бондарев Г.И. «Основы надежности машин», ч.1, ч.2, Москва 2007 г.
2. Леонова О.В. «Основы теории надежности и диагностики ПТМ», МГАВТ 2007 г. 200 с.
3. Леонова О.В. «Надежность механических систем», Альтаир-МГАВТ 2014 г. 179 с.
4. Лагерева А.В. «Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники», Брянск, БГТУ, 2006, - 232 с.
5. Сырицин Т.А. «Эксплуатация и надежность гидропневмоприводов», Москва, машиностроение, 1990, - 248 с.
6. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения ГОСТ 27.002.89
7. Матвеевский В.Р. Надежность технических систем. Учебное пособие – Московский государственный институт электроники и математики. М., 2002