

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Осипов, В. А. Энергосберегающие пневматические приводы технологических машин: автореферат / В. А. Осипов [Электронный ресурс]. – URL: Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/energoberegayushchie-pnevmaticheskie-privody-tehnologicheskikh-mashin>.
2. Потребление воздуха в пневмосистеме // Учебник Camozzi. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://did.camozzi.ru/#!/d01g01s01p87>.

УДК 921.9.06

НАЗНАЧЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РЕСУРСА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Горбунов В. П.¹, Тюшкевич В. В.²

1) Брестский государственный технический университет

г. Брест, Республика Беларусь

2) ООО «Машиностроительное предприятие «Компо»;

г. Брест, Республика Беларусь

Современное технологическое оборудование должно обладать высокой надежностью работы, с обеспечением заданной производительности и требуемого качества выпускаемой продукции. Сохранение безотказности работы оборудования является важной задачей при его эксплуатации и обеспечивается системой технического обслуживания и ремонта. Незапланированные простои, связанные с низким уровнем технического обслуживания приводят к серьезным экономическим потерям. Чтобы избежать этого ставится задача обеспечения научно-обоснованного значения технического ресурса с учетом факторов надежности для выбора конструктивных и технологических решений, обеспечивающих показатели долговечности. Эта проблема решается комплексом мер, применяемых на всех стадиях жизнедеятельности оборудования [1].

В этой связи актуальным становится прогнозирование ресурса на стадии проектирования для назначения обоснованного графика технического обслуживания, времени межремонтного периода, а также сроков службы узлов и деталей [2].

Целью данной работы является разработка рекомендаций по назначению оптимального графика технического обслуживания и ремонта технологического оборудования пищевых производств.

В качестве объекта исследования рассмотрен привод шприца вакуумного, двухвинтового для наполнения колбасных оболочек фаршем. Характерным элементом, который лимитирует время технического обслуживания, являются установленные в опорные решетки опорные втулки винтов вытеснителя, которые выполняют функцию подшипников скольжения и изготавливаются из композиционного материала на основе фторопласта [3]. В процессе работы втулки подвергаются сильному износу. Основными причинами износа является биение шнеков, вызванное погрешностями изготовления и сборки элементов привода, работой на разных по плотности и температуре пищевых материалах, частой разборкой при санитарной обработке, а также их работа в кислотно-щелочной среде.

Внутренний диаметр опорной поверхности втулок выполняется с размером $20^{+0,04}$ мм. Допустимый размер изношенной поверхности составляет, согласно техническим условиям изготовителя, $\varnothing 20,2$ мм.

Эксплуатация оборудования проводилась при двухсменной работе с использованием переключки на больших оборотах (т. е. оборудования максимально загружено по техническим параметрам и возможностям). Средняя скорость составляла 70–75 % ($460\text{--}490 \text{ мин}^{-1}$) от максимальной. Наблюдения за износом втулок проводились каждую неделю при плановом осмотре и обслуживании оборудования. При достижении времени обслуживания втулки заменялись на новые, с фиксацией фактической величины износа. Изъятые втулки были проверены и обмеряны на контрольно-измерительной машине. Проведенные наблюдения показали, что наиболее изнашиваемой является левая втулка узла, изменяющиеся параметры которой в дальнейшем будут рассматриваться. Испытания проводились до и после проведения текущего ремонта, при котором была произведена замена шнеков, втулок на валах раздаточной коробки, замена подшипников и расходных материалов. Полученная выборка представлена на рисунке 1, что позволило более подробно и точно выявить срок службы втулок и вести статистику износа.

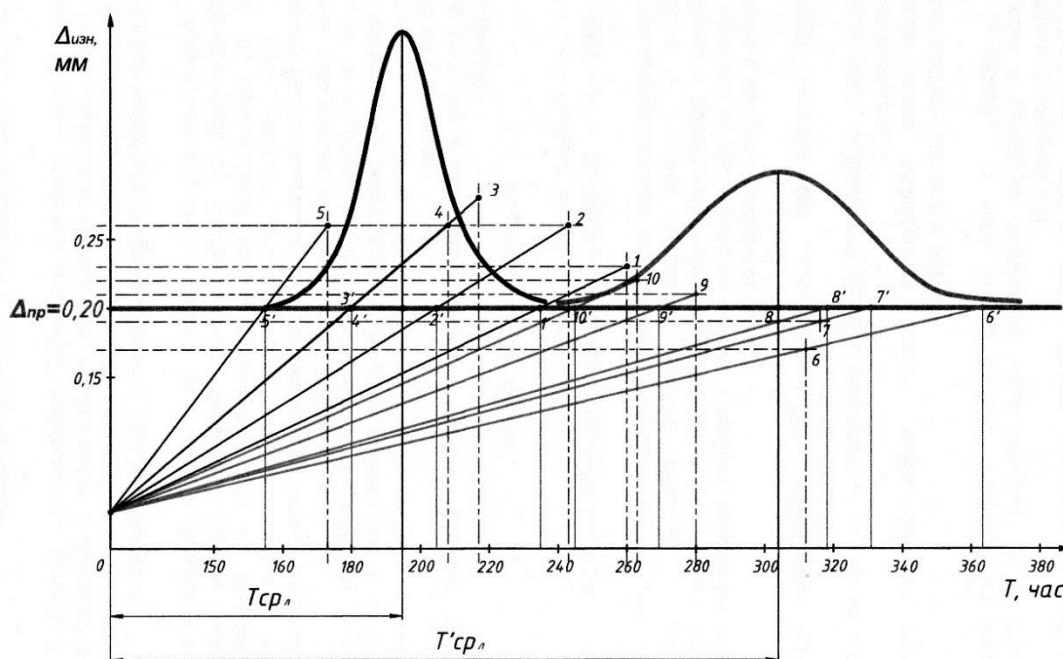


Рисунок 1 – Распределение времени наработки до предельного состояния левой втулки до и после текущего ремонта

В работе [4] представлены значения наработки до предельного состояния (ресурса) левых и правых опорных втулок, определены скорости их изнашивания. Расчеты показали, что средняя скорость изнашивания каждой из выборок втулок практически одинаковая: $0,0012$ мм/час для правой втулки, $0,0013$ мм/час для левой (до текущего ремонта) и соответственно $0,00066$ мм/час для правой втулки и $0,00067$ мм/час для левой втулки (после текущего ремонта) скорость изнашивания уменьшилась почти в два раза.

На рисунке 1 представлены графики распределений сроков службы, приведенные к предельному состоянию левой втулки. Значения в точках 1...10 показывают величины износа по фактической наработке до замены втулок, точки 1'... 10' – приведенные значения времени наработки величины предельного износа $\Delta_{np} = 0,2$ мм. Правый график характеризует состояние втулок после текущего ремонта, левый график до текущего ремонта.

Из графика видно, что с каждым разом при замене комплекта втулок срок их службы до предельного износа уменьшался. При измерении изношенных втулок на контрольно-измерительной машине было обнаружено у 90 % втулок отклонение от цилиндричности опорной поверхности на величину 0,2–0,3 мм, что говорит о присутствии в данном узле биения шнеков. Следствием данного износа стала потеря давления при вытеснении фарша (фарш возвращался обратно в зону вытеснения из-за увеличения люфтов, в результате выработки корпуса вытеснителя и шнеков). Данная выработка начала влиять на скорость выхода продукта, вследствие чего упала производительность и качество продукции, вследствие чего данный узел пришлось ремонтировать.

После проведения текущего ремонта средний срок службы данных втулок увеличился с 195 часов до 304 часа.

Проведенные исследования ресурса опорных втулок в условиях эксплуатации позволили произвести оценку условий работы данных деталей; определить основные критерии, влияющие на нарушение работоспособного состояния узла, получить статистические данные по параметрам износа втулок и срокам службы узла. Все это дает возможность использовать полученные статистические данные для моделирования на этапе проектирования технического состояния оборудования с целью прогнозирования ресурса [5]. Также данные можно использовать для проведения компьютерного моделирования влияния условий эксплуатации на изделие в среде САПР и прогнозирования технического ресурса узла.

Наблюдения, которые были проведены при обслуживании шприца, показывают, что увеличение величины износа выше допустимого, от 0,2 мм до 0,25 мм, незначительно влияет на работоспособность оборудования. Так после текущего ремонта при принятой схеме обслуживания (замена втулок через 220 часов работы) ресурс втулок не вырабатывался (см. рисунок 1, точки 6,7,8,9). Практические наблюдения показывают (см. рисунок 1, точка 3), что данный узел может работать при предельно допустимом значении износа и равной 0,3 мм при критических условиях эксплуатации, однако срок службы данного узла уменьшится из-за увеличения скорости изнашивания лимитирующего элемента, которая увеличивается за счет возникающих дополнительных нагрузок на элементы сопрягаемых деталей узла. Поэтому для обеспечения оптимального времени работы оборудования произведено прогнозирование увеличения ресурса при повышении области допустимого значения износа. При увеличении предельного допустимого значения износа до 0,25 мм среднее значение срока службы втулок увеличивается. На рисунке 2 приведены графики зависимости величины износа от времени для левой втулок при увеличении Δ_{np} до 0,25 мм. По результатам прогнозирования определены средние значения сроков службы втулок T_{cp} при предельно допустимых значениях износа $\Delta_{np} = 0,20$ мм и $\Delta'_{np} = 0,25$ мм. Полученные данные представлены в таблице 1.

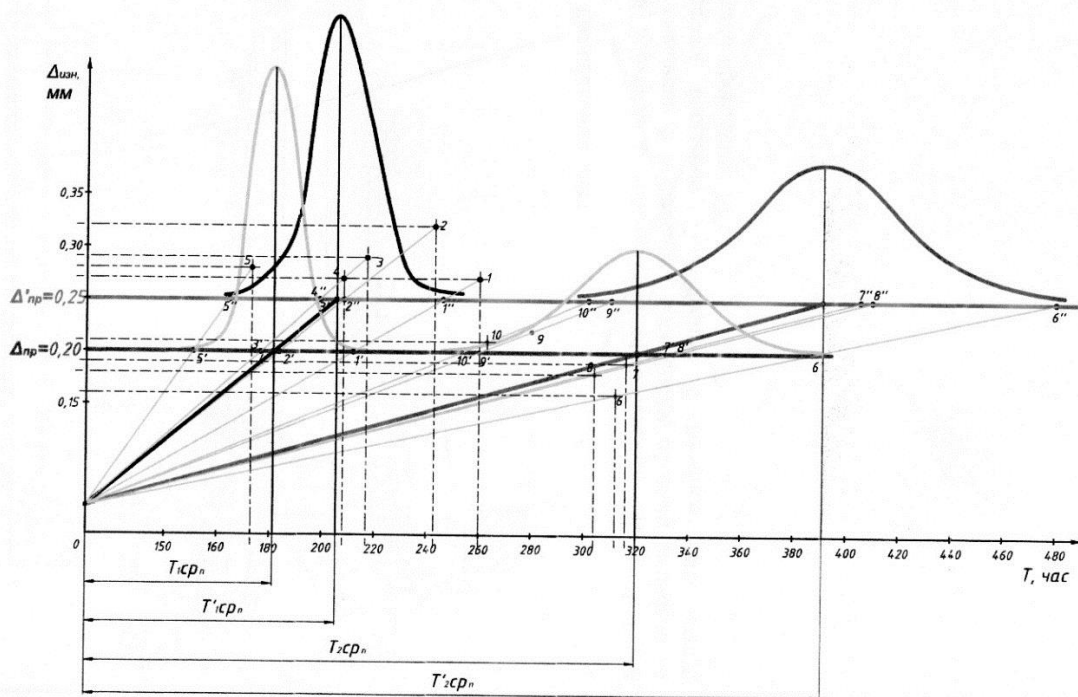


Рисунок 2 – Распределение времени наработки до предельного состояния левой втулки до и после текущего ремонта при $\Delta_{пр} = 0,25$ мм

Таблица 1 – Значение среднего срока службы $T_{ср}$ при разных значениях

Втулка	Средний срок службы втулки $T_{ср}$, час, при		Средний срок службы втулки $T_{ср}$, час, при	
	До текущего ремонта	После текущего ремонта	До текущего ремонта	После текущего ремонта
Левая	195	304	223	370
Правая	191	320	205	391

Выводы

Проведенные исследования показали, что при существующей системе обслуживания технический ресурс втулок используется не полностью. Это приводит к увеличению издержек на предупредительную замену деталей. Приведенные расчеты показали возможность сокращения количества и объема работ при техническом обслуживании шприца по замене втулок в межремонтном периоде, что в итоге позволяет уменьшить организационные и экономические затраты.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Проников, А. С. Параметрическая надежность машин / А. С. Проников. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
2. Болотин, В. В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В. В. Болотин. – М. : Машиностроение, 1984. – 312 с.
3. Ивашов, В. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности: учеб. пособие: в 2 ч. / В. И. Ивашов – СПб : ГИОРД, 2003. – Ч. 2–464 с.

4. Горбунов, В. П. Ресурсные испытания технологического оборудования пищевой промышленности / В. П. Горбунов, В. В. Тюшкевич // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: Материалы междунар. науч.-техн. конф. / г. Брест, (29–30 сентября 2021 г.) – Брест, 2021. – С.41–45.

5. Горбунов, В. П. Прогнозирования ресурса технологического оборудования в зависимости от скорости изнашивания / В. П. Горбунов, В. В. Тюшкевич / В. П. Горбунов, В. В. Тюшкевич // Новые технологии и материалы, автоматизация производства: Материалы междунар. науч.-техн. конф. / г. Брест, (29–30 сентября 2021 г.) – Брест, 2021. – С.45–49.

УДК 539.3

О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ ПОДКРЕПЛЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНЕШНЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Игнатюк В. И.

*Брестский государственный технический университет;
г. Брест, Республика Беларусь*

Тонкостенные цилиндрические элементы, являющиеся по своей работе оболочками, находят широкое применение в элементах машиностроительных конструкций и станков. Учитывая высокую прочность оболочечных элементов, их несущую способность при действии внешнего давления определяет чаще всего способность сохранять исходную форму, то есть их устойчивость. Более высокая устойчивость будет у оболочек, подкрепленных ребрами жесткости. Статическая устойчивость таких оболочек обсуждалась в работе [1]. Такие элементы в машиностроении могут подвергаться и импульсным нагрузкам. Здесь рассматривается нагрузка, быстро возрастающая во времени (треугольный импульс). И в этом случае говорят о динамической устойчивости элементов.

Подкрепленный цилиндрический элемент рассматривается как ребристая круговая тонкостенная цилиндрическая оболочка, которая представляет собой систему, состоящую из тонкой обшивки и жестко с ней соединенных по линиям контакта продольных (стрингеры) и поперечных (шпангоуты) ребер (рисунок 1).

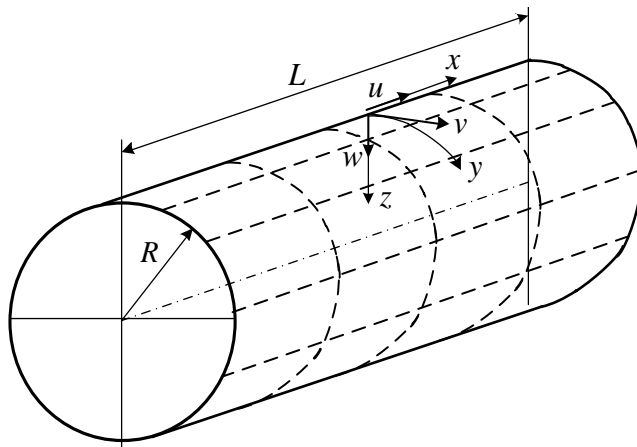


Рисунок 1 – Расчетная схема подкрепленного цилиндрического оболочечного элемента