

1. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними : ДСТУ 3004-95. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 129с. – (Національний стандарт України).
2. Березин Л.Н. Исследование надежности элементов вязального механизма одноцилиндровых чулочных автоматов по данным эксплуатационных наблюдений / Л.Н. Березин, В.П. Волощенко // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. – 1985. – № 5. – С. 125–130.
3. Баранов А.А. Анализ отказов селекторов одноцилиндровых чулочно-носочных автоматов / А.А. Баранов, Е.С. Масленников. – М., 1988. – 11 с.
4. Масленников Е.С. Экспериментальное исследование ударного разрушения игл круглочулочных автоматов / Е.С. Масленников // Машиностроение для лег. пром-сти. – М. : ЦНИИТЭИлегпишемаш. – 1973. – №7. – С. 7–12.
5. Баранов А.А. Исследование и разработка механизма отбора одноцилиндровых рисунчатых чулочно-носочных автоматов с целью повышения их производительности : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. : спец. 05.02.13 "Машины и агрегаты" / А.А. Баранов. – Москва, 1991. – 27с.
6. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги : ДСТУ 2862-94. – К. : Держспоживстандарт України, 1994. – 90 с. – (Національний стандарт України).
7. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев., Ю.Н. Дроздов. – М. : Высш. шк., 1991. – 319 с.
8. Березин Л.Н. Усовершенствование вязального механизма чулочно-носочных автоматов по усталостной долговечности селекторов Л.Н. Березин, О.А. Мишенин, М.І. Голубев // В мире оборудования. – Легпромбизнес, СПб. – 2009. – № 2 (85). – С.18–19.
9. Березин Л.М. Ймовірнісний розрахунок довговічності селекторів по критерію втомної міцності / Л.М. Березин // Вісник КНУТД. – 2006. – № 3 (29). – С. 35–41
10. Березин Л.М., Барилко С.В. До розрахунку довговічності селекторів панчішно-шкарпеточних автоматів по критерію втомної міцності / Л.М. Березин, С.В. Барилко // Вісник КНУТД. – 2007. – № 5 (37). – С. 32–35.

Надійшла 15.9.2011 р.

УДК 677.051.125.2

О.А. ВОЙТОВИЧ, А.А. ЛОБОВ
Херсонский национальный технический университет

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ФОРМИРОВОЧНО-КРУТИЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ В ПРЯДИЛЬНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

У статті досліджені негативні експлуатаційні характеристики підшипників кочення, проведений аналіз способів поліпшення поверхонь тертя, встановлені причини виникнення биття і вібрацій у вузлах тертя веретен кільцевих прядильних машин.

In the articles investigational negative operating descriptions of bearings of woobling, the analysis of methods of improvement of surfaces is conducted frictions, set reasons of origin of beating and vibrations in the knots of friction of spindles of circular spinning machines.

Ключові слова: підшипник, поверхня тертя, вібрація.

Введение. Как известно, формировочно-крутильные механизмы снабжаются подшипниками качения, которые являются самым распространенным и наиболее уязвимым элементом любого роторного механизма. Подшипники осуществляют пространственную фиксацию вращающихся роторов и воспринимают основную часть статических и динамических усилий, возникающих в механизме. Поэтому техническое состояние подшипников является важнейшей составляющей, определяющей работоспособность машины в целом.

Постановка проблемы. При высоких частотах вращения работа веретен кольцепрядильных машин становится затруднительной вследствие неудовлетворительных эксплуатационных характеристик именно подшипников качения.

К числу таких эксплуатационных свойств относят долговечность, износостойкость, коррозионную стойкость, надежность, контактную жесткость, вибростойкость и много других свойств [1–4].

Эксплуатационные характеристики подшипников качения определяются действием технологических факторов для изготовления отдельных деталей, точности формообразования рабочих поверхностей и сборки подшипников.

Основная часть. В веретенах кольцевых прядильных и крутильных машин устанавливают радиальные роликоподшипники (рис. 1).

В реальных конструкциях подшипников рабочие поверхности дорожек качения и тел вращения

имеют погрешности формы, волнистость, отклонения по параметрам шероховатости. Эти погрешности являются основной причиной возникновения радиального и осевого биения вращающегося кольца. Определенное влияние на величину биения подшипников качения имеют также погрешности изготовления тел качения и их разноразмерность в комплекте [5].

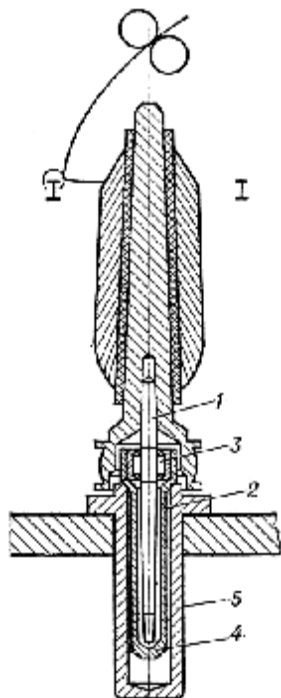


Рис. 1. Веретено с металлической насадкой:

- 1 – сборка шпинделя;
2 – гнездо;
3 – роликоподшипники;
4 – паз втулки; 5 – втулка

Однако, вследствие большого количества тел качения в комплекте роликовых подшипников, а также того, что допуск на изготовление тел качения на порядок меньше допуска на изготовление поверхностей качения колец, разница диаметров тел качения значительно компенсируется упругими деформациями в местах контакта. В связи с этим, считается [5, 6], что по существующим технологическим требованиям к изготовлению тел качения и сортировке комплектов, влиянием погрешностей изготовления тел качения на величину биения подшипника можно пренебречь.

В работе [7] предлагается улучшенная конструкция роликового подшипника, позволяющая повысить жесткость и устранить проскальзывание тел качения.

Подобраны оптимальные соотношения размеров цилиндрической и конической частей роликов, позволяющие увеличить жесткость конструкции и повысить несущую способность узла трения. Однако при высоких частотах вращения работы этих механизмов возникает интенсивный шум и вибрации.

Значительное влияние на шум и вибрацию подшипника оказывает «волнистость» на дорожках качения в кольцах. Незначительные волны (высотой до 0,5 мкм) могут вызвать интенсивный воздушный шум. Причем частота вибрации лежит в диапазоне 500–5000 Гц, то есть в области наибольшей чувствительности человеческого уха [8].

Установлено, что основное влияние на вибрацию оказывают активные элементы подшипника – кольца и тела вращения. Причем, если вращается внутреннее кольцо, то точность его геометрических форм и тел качения имеют решающее значение. В общем случае колебания колец подшипников делят на три группы [9, 10].

Первая группа – колебания с большой длиной волн (до 10 колебаний за 1 оборот кольца). Причиной их возникновения являются радиальные биения колец подшипников, которые могут достигать 15 мкм. В случае эксцентриситета в соединении кольца с валом частота их колебаний отвечает частоте вращения вала.

Вторая группа – колебания со средней длиной волн (10–60 колебаний за 1 оборот кольца). Причина таких колебаний – волнистость дорожек качения. Амплитуда колебаний – 1–3 мкм [5].

Третья группа – колебания с малой длиной волн (более 60 колебаний за 1 оборот кольца). Причина этих колебаний – микронеровности с амплитудой до 0,1 мкм [11].

Таким образом, одним из источников вибраций, связанных с негативным влиянием на эксплуатационные характеристики подшипника является волнистость дорожек качения колец роликоподшипников [6]. Так, с уменьшением волнистости дорожки качения от 2,0 до 0,05 мкм уровень вибрации снижается до 14 дБ [11]. В большей степени на уровень вибрации влияет волнистость внутренних колец. Так, с уменьшением волнистости последних от 2,2 до 0,05 мкм уровень вибрации снижается до 20 дБ [11]. То же касается и волнистости тел качения. Так уменьшение волнистости роликов от 0,2 до 0,05 мкм понижает уровень вибрации на 8–10 дБ.

Анализ литературных источников [5, 10, 11] показал, что уровень вибрации и шума роликоподшипников снижается с улучшением (до определенной степени) шероховатости. Так, изменение шероховатости поверхности дорожки качения с R_a 0,32 до 0,16 мкм позволяет снизить уровень вибрации на 3,5–4 дБ.

Износостойкость и долговечность подшипников качения в основном зависят от физико-механических характеристик, структуры, химического и фазового состава поверхностных слоев. Для увеличения фактической площади контакта и уменьшения контактных напряжений на дорожке качения в начальный период работы желоба подшипников шлифуют, обеспечивая высокий класс шероховатости [12–15]. Однако, как показывают исследования [16, 17], микровыступы (даже на самых гладких поверхностях) при контакте с другими поверхностями деформируются уже при небольших нагрузках.

Расчеты [18] контакта цилиндров с разной шероховатостью показали, что контактные напряжения зависят от шероховатости, а их значения превышают величины, полученные на основе теории Герца. Уменьшения контактных напряжений в зоне контакта можно достичь рациональным конструированием поверхности желоба кольца, применяя оптимальный радиус поперечного сечения канавки кольца подшипника и создавая поверхность желоба сопряжением двух криволинейных поверхностей [13]; оптимизацией профиля рабочей поверхности тела качения (ролика), что обеспечивает при определенной нагрузке равномерное распределение рабочего напряжения на поверхности контакта [19].

Одним из путей улучшения эксплуатационных характеристик подшипников качения является создание на поверхности дорожки качения регулярного микрорельефа в виде винтовой канавки [20].

Регулярный микрорельеф формируется на операциях шлифования и суперфиниширования желоба. Метод создания регулярного микрорельефа разработан в Саратовском государственном техническом университете. Он позволяет получить микрорельеф с разными геометрическими параметрами, которые влияют на фактическую площадь контакта дорожек и тел качения [20].

При наличии разности внутренних колец подшипников возникают неуравновешенная центробежная сила и динамический момент. Колебания формовочно-крутильных механизмов в этом случае будут аналогичны колебаниям при наличии в роторе статической и динамической неуравновешенностей [21, 22].

Радиальный зазор в подшипнике вызывает неравномерное распределение нагрузки на ролики и, следовательно, неодинаковое смещение ротора при различном положении роликов относительно нагрузки. Возникающие при этом колебания центра тяжести ротора приводят к вибрации веретена. Овальность роликов также является причиной вибрации и шума [23–28].

Кроме того, шум подшипников качения в значительной степени зависит от качества монтажа их в блоке, качества подготовки посадочных мест. Наличие на посадочных поверхностях овальности, конусности, эксцентricности, повышенной шероховатости приводят к дополнительному шуму и вибрации. Интенсивность вибраций возрастает при установке подшипников на вал и в корпус с натягами, приводящими к деформации колец [29].

При анализе несоответствий параметров геометрии рабочих поверхностей подшипников на ОАО Луцкий подшипниковый завод, находящийся в составе корпорации SKF (Гегебор, Швеция), установлены [30] следующие среднегодовые объемы несоответствий в % к общему объему изготовленных деталей определенного наименования:

- несоответствие угла дорожки качения внешних колец конических роликоподшипников - 22,5 %
- несоответствие угла дорожки качения внутренних колец - 7,5 %
- несоответствие формы ролика - 20,4 %
- минимальный момент (легкость) вращения - 11,1 %
- движущаяся перпендикулярность дорожки качения внешних колец - 7,5 %
- несоответствие внешнего диаметра - 4,4 %
- визуальные дефекты внутренних колец - 2,5 %
- ширина внешнего кольца - 2,2 %
- визуальные дефекты подшипника - 2,2 %
- диаметр отверстия внутреннего кольца - 2,2 %

Анализ несоответствий значений микрогеометрических параметров показал такие относительные величины объемов дефектов рабочих поверхностей деталей роликоподшипников:

- отклонения от прямолинейного борта (волнистость) - 46,7 %
- угол борта - 28,2 %
- волнистость дорожки качения внутреннего кольца - 26,4 %
- волнистость дорожки качения внешнего кольца - 24,5 %
- шероховатость упорного борта - 16,3 %
- отклонения от прямолинейности дорожки качения внутреннего кольца - 6,4 %
- плоскость борта внутреннего кольца - 4,4 %
- волнистость борта внутреннего кольца - 4,4 %
- шероховатость дорожки качения внешнего кольца - 4,4 %

Анализ научно-технической литературы по параметрам подшипников качения позволил сделать вывод, что они имеют несоответствие формы дорожек и тел качения, а, следовательно, вызывают дисбаланс ротора, биения и повышенные вибрации, недолговечны, выдерживают малую радиальную нагрузку, имеют ограниченный температурный диапазон, требуют частой промывки и замены смазки, работают при малой частоте вращения.

Проведенный анализ литературных источников по вопросам эксплуатационных характеристик веретен с роликоподшипниками [28, 31–33], показал, что:

- повышенная вибрация веретен возникает при недостаточном уровне масла в гнезде веретен, при выходе из строя роликоподшипника во втулке, при применении масла, не соответствующего рекомендуемому;
- сборка шпинделя подсаживает вследствие недостаточного уровня масла в гнезде веретена;
- веретено не центрируется при повреждении опорной поверхности гнезда;
- блок не вращается на холостом ходу вследствие загустевшей смазки или ее отсутствия.

Следовательно, можно предположить, что устранение данных недостатков уменьшит вибрацию и продлит срок службы веретен.

Выводы. Анализ литературных источников показал, что одной из основных причин, ограничивающих производительность машин является вибрация веретен. Известные методы повышения производительности прядильных машин не могут одновременно увеличить частоту вращения веретена и уменьшить вибрацию, снизить обрывность нити и, соответственно, повысить производительность прядильных машин. Дальнейшие исследования в этой области с целью получения новых конструктивных и технологических решений при изготовлении узлов трения веретен со способностью самоцентрирования и исключения вибраций имеют важное научное и прикладное значение.

1. Курков В.В. Новая кольцепрядильная система В.В. Курков, В.Г. Лабок // Текстильная промышленность. – 2004. – № 2. – С. 32–35.
2. Ларин И.Ю. Разработка и исследование конструкции сороотводящего устройства машины ППМ-120-А1М для получения смесовой хлопкольнайной пряжи / И.Ю. Ларин, Я.М. Шитик, Я.М. Красик // Технология текстильной промышленности. – 2005. – №3. – С. 12–14.
3. Комратов Д.В. О надежности работы вала прядильных камер / Д.В. Комратов // Технология текстильной промышленности. – 2002. – № 1. – С. 25–27.
4. Суслов А.Г. Экспериментально-статистический метод обеспечения качества поверхности деталей машин : [монография] / А.Г. Суслов, О.А. Горленко – М. : Машиностроение – 2003. – 303 с.
5. Рыжов Э.В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Рыжов Э.В. – К. : Наукова думка, 1984. – 272 с.
6. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей / Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодин Ю.Д. – М. : Машиностроение, 1988, – 240 с.
7. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей / Суслов А.Г. – М. : Машиностроение, 1987. – 208 с.
8. Данильченко Ю.М. Прецизійні шпіндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика) / Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнецов. – Тернопіль – Київ, Економічна думка, 2003. – 344 с.
9. Черменский О.Н. Подшипники качения : справочник-каталог / О.Н. Черменский, Н.Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.
10. Алешин Р.Р. Радиальный роликовый подшипник качения / Р.Р. Алешин, А.Г. Свиридов // Эффект безызносности и триботехнологии. – 2004. – № 1. – С. 70–71.
11. Лоповок Т.С. Волнистость поверхности и ее измерение / Лоповок Т.С. – М. : Изд-во стандартов, 1973. – 184 с.
12. Вибрации в технике: Справочник Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / [под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова]. – 1980. – 544 с.
13. Журавлев В.Ф. Механика шарикоподшипников гироскопов / В.Ф. Журавлев, В.Б. Бальмот. – М. : Машиностроение, 1986. – 248 с.
14. Рагульскис К.М. Вибрации подшипников / К.М. Рагульскис, А.Ю. Юркаускас ; [под ред. К.М. Рагульскиса]. – Л. : Машиностроение, ленинградское отделение, 1985. – 119 с.
15. Марчук В.І. Аналіз точності шліфування кілець карданних підшипників в адаптивній технологічній системі / В.І. Марчук // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за напрямом “Інженерна механіка”). – Луцьк : ЛДТУ, 2002. – Вип. 11. – С. 212–217.
16. Марчук В.І. Технологічне керування віброакустичними характеристиками доріжок кочення кілець роликопідшипників на операціях безцентрового шліфування / В.І. Марчук, В.Ю. Денисюк, Ю.С. Лапченко // Физические и компьютерные технологии // Труды 11-й Международной науч.-техн. конф., 23 июня 2005г. – Харьков : ХНПК “ФЭД”, 2005. – С. 72–75.
17. Михелькевич В.Н. Автоматическое управление шлифованием / Михелькевич В.Н. – М. : Машиностроение, 1975. – 304 с.
18. Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков / Никитин Б.В. – М. : Машгиз, 1962. – 112 с.
19. Горбунов Б.И. Уравновешивающие устройства шлифовальных станков / Б.И. Горбунов, В.Г. Гусев. – М. : Машиностроение, 1976. – 167 с.
20. Системи якості. Комплекси управління системні технологічні. Основні положення : ДСТУ 2926-94. – К., 1994.
21. Управление процессом шлифования / [А.В. Якимов, А.Н. Паршаков, В.И. Свирицев, В.П. Ларшин]. – К. : Техніка, 1983. – 184 с.
22. Спришевский А.И. Подшипники качения / Спришевский А.И. – М. : Машиностроение, 1968. – 632 с.
23. Бернштейн М.Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов : в 2 т / Бернштейн М.Л. – М. : Металлургия, 1968. – Т. 1. – 596 с.
24. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации : справочник / Комиссар А.Г. – М. : Машиностроение, 1987. – 384 с.
25. Спришевский А.И. Подшипники качения / Спришевский А.И. – М. : Машиностроение, 1968. – 632 с.
26. Добромислов Н.Н. Кинетическая полуэмпирическая модель изнашивания подшипников качения и методология определения ее параметров / Н.Н. Добромислов // Трение и износ, 1989. – № 1. – С. 39–45.
27. Добромислов Н.Н. Расчет показателей безотказности и долговечности крупногабаритных подшипников качения по критериям контактной усталости и износа / Н.Н. Добромислов, Ю.С. Борисов, Д.В. Лукьянов // Проблемы машиностроения и надежности машин, 1990. – № 2. – С. 67–72.
28. Strbeek. Ball bearings for varions loads. Transactions // ASME, 1963. – V.29. – P. 420–463.
29. Thum H. Verschleiss und Lebensdauer von Wabzlagern // Schmierungstechnik, 1986. 17. – № 9. –

Р.270-272.

30. Тодоров Т. Исследоване влиянието на лагерната хлабина верху израсходваната мощност за триене в търкалищи лагери. //Науч. тр./ Высш. инст. хранит. и вкус. пром. Пловдив, 1989. 36. – №1. – Р.275-285.

31. Каплун П.В. Вплив покриттів на зносостійкість та довговічність підшипників кочення : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.01 / П.В. Каплун. – Київ, 2004. – 186 с.

32. Лапченко Ю.С. Технологічне забезпечення експлуатаційних характеристик кілець роликотпідшипників : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Ю.С. Лапченко. – Луцьк, 2007. – 209 с.

33. Лоповок Т.С. Волнистость поверхности и ее измерение / Лоповок Т.С. – М. : Изд-во стандартов, 1973, – 184 с.

Надійшла 7.9.2011 р.

УДК 677.055

Г.П. РОСІНСЬКА, Б.Ф. ПІПА

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ ЗНОШЕННЯ ОПОРИ ГОЛКОВОГО ЦИЛІНДРА КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ЯКІСТЬ ТРИКОТАЖНОГО ПОЛОТНА

Представлені результати досліджень з оцінки впливу зношення опори голкового циліндра круглов'язальної машини на якість трикотажного полотна. Наведені розрахунки, що підтверджують суттєвий вплив зношення опори голкового циліндра на рівномірність петельної структури трикотажного полотна круглов'язальної машини.

The presented results of researches by estimation of influence of wear of support of needle cylinder of circular knitter on quality of knitting linen. Calculations are resulted which confirm substantial influence of wear of support of needle cylinder on evenness of snare structure of knitting linen of circular knitters.

Ключові слова: голковий циліндр, трикотажне полотно.

В процесі роботи круглов'язальної машини в результаті радіального тиску, що діє в зубчастому зачепленні пари шестерня – зубчасте колесо голкового циліндра, в опорі голкового циліндра виникає зношення поверхні тертя. Зношення опори призводить до радіального переміщення (зсуву) голкового циліндра (рис. 1), що впливає на рівномірність петельної структури полотна, а отже і на його якість.

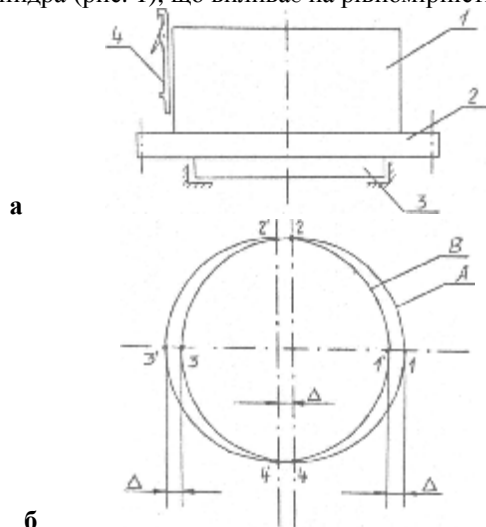


Рис. 1. Опора голкового циліндра круглов'язальної машини типу КО: а – схема опори (1 – голковий циліндр; 2 – зубчасте колесо; 3 – опорна частина циліндра; 4 – голки); б – траєкторія руху голок (вигляд зверху): А – в початковий період роботи; В – при зношенні опори

Розглянемо вплив зношення опорної поверхні циліндра на зміну довжини нитки в петлі трикотажного полотна, що визначає рівномірність його петельної структури.

Зсув голкового циліндра, який виникає внаслідок зношення опори, призводить до того, що параметр a (рис. 2), що обумовлює взаємне розташування голки і платини в процесі відтяжки петлі в зоні 1-1 (рис. 1), зменшується на величину зсуву циліндра Δ , а в зоні 3-3 – збільшується (замки платин, що фіксують положення платин не змінюють свого положення в процесі зношення опори голкового циліндра, оскільки жорстко закріплені на кільці, який не зв'язаний з циліндром).

При зсуві голкового циліндра змінюється довжина ділянки петлі 1-2 (рис. 2). При цьому, оскільки нитковий проміжок для машини типу КО не суттєво відрізняється від середньої товщини нитки (кут нахилу елемента петлі 1-2 близький до нуля), можна прийняти, що в зоні зсуву голкового циліндра 1-1 (рис. 1) довжина петлі зменшується на величину, рівну 2Δ , а на ділянці 3-3 – збільшується на 2Δ .

На підтвердження цього визначимо нитковий проміжок для круглов'язальної машини КО.

Згідно з рис. 2:

$$c = 0,5(T - P - d_u), \quad (1)$$

де c – нитковий проміжок; T – голковий крок; P – товщина платини; d_u – діаметр стрижня голки, що взаємодіє з петлею.

Для круглов'язальної машини КО 22 класу, яка заправлена бавовняною пряжею завтовшки 16,5x2 Текс, маємо: $T = 1,15$; $P = 0,25$; $d_u = 0,4$ мм.

Тоді $c = 0,5(1,15 - 0,25 - 0,4) = 0,25$ мм.