

коэффициента рядности. Следовательно, выпуск и использование многорядных цепей целесообразно только при обеспечении высокой точности их изготовления.

*Summary.* The correlation between loading capability of multirow drive roller chains and plate dimensions accuracy in their sections is being discussed in the given article.

The difference of plate dimensions in a chain section determines the uniform loading distribution acted upon the plates; the mathematical model of a chain performed by multiply non-determinable rod system being the basis for investigation.

The plate nonuniform loading factor as well as the ratio between the output reduction of a chain row and tolerance value of plate dimensions are being ascertained.

### **Перелік посилань:**

1. Раскин Р.М., Кронгауз В.С., Кин Ю.Б. Цепные передачи буровых установок. - М.: Недра, 1972. - 168с.
2. Грыженков В.Н., Жуков К.П. К вопросу о прочности промежуточных пластин двухрядных цепей. В кн.: Расчеты на прочность. - Мосстанкин. - вып. 17. - М., 1974. - С.46-54.
3. Ивашков И.И. Пластинчатые цепи. - М.: Машгиз, 1960. - 264с.

**Стаття представлена професором Яснієм П.В.**

**УДК 621.855**

**Б. Романовский**

(Пензенский технологический институт, г.Пенза)

## **ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В ВЕРТОЛЕТАХ**

*Анотація.* Фреттинг-процес викликає втомні тріщини у пресових з'єднаннях втулка-пластина. При випробуваннях з'єднань на довговічність оптимальна величина моменту повороту запресованої втулки в отвори пластин складає 4-5 Нм. Виведення стикового шва втулки із небезпечної зони забезпечує підвищену надійність ланцюга. Встановлено, що непаралельність робочих поверхонь втулок внутрішніх ланок ланцюга не повинна перевищувати 30 мкм.

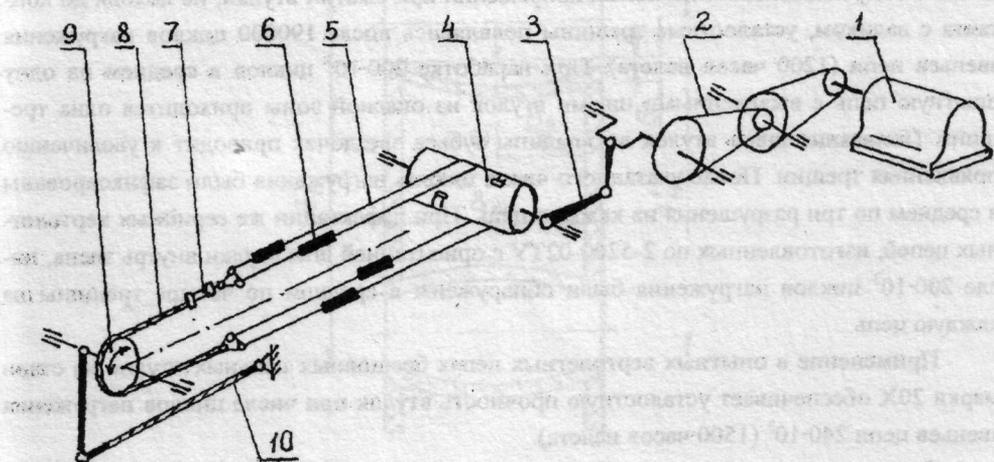
Объектом исследований были приводные роликовые цепи ПР-15,875-2300-1 ГОСТ 13568-75, изготовленные по 2-5200-02 ТУ и используемые в проводке путевого управления вертолета для передачи усилия на звездочки хвостового редуктора. Нагружение цепи зависит от режима работы рулевого винта, служащего для уравновешивания реактивного момента несущего винта, а также для обеспечения путевой управляемости и устойчивости вертолета.

При разрушении цепи вертолет вращается вокруг основного винта и теряет подъемную силу.

Режим работы цепи зависит от характера нагружения лопастей рулевого винта, испытывающих переменные аэродинамические и инерционные нагрузки.

Наиболее тяжелыми режимами являются развороты вертолета на висении, резкое отклонение педалей при маневрировании и полет на малой скорости.

На цепь в этих экстремальных условиях действует переменная растягивающая нагрузка, изменяющаяся от 3 до 3,5 кН. Цепь совершает возвратно-поступательные движения при суммарном угле поворота звездочки, равном 120°. Максимальная частота изменения усилия составляет 1,5 Гц, то есть 90 мин<sup>-1</sup>. Испытания цепей с имитацией их работы в системе путевого управления вертолета проводились по схеме, показанной на рис. 1.



**Рисунок 1** - Схема стенда для испытания вертолетных цепей

Вращательное движение вала электродвигателя 1 с понижением частоты вращения за счет использования клиноременных передач 2 преобразовывалось с помощью кривошипно-шатунного механизма 3 в возвратно-вращательное движение барабана 4. Дальше через троса 5, получающие предварительное натяжение 3 кН от стяжных втулок-тандеров 6 при контроле с помощью датчика силы 7, движение передавалось на испытываемую цепь 8 и звездочку 9. При повороте звездочки растягивается амортишнур 10 и нагружает верхнюю ветвь цепи до усилия 3,5 кН. Число циклов нагружения учитывалось счетчиком марки СК-1. Измерение нагрузки осуществлялось с помощью тензометрического датчика силы, усилителя УТ4-1 и осциллографа НО 41.У.42. Тарировка измерительной аппаратуры проводилась с использованием динамометра ДПУ-0,5.

Срок службы вертолета до текущего осмотра и ремонта в заводских условиях составляет 1500 часов налета, что соответствует  $240 \cdot 10^3$  циклам нагружения цепи на стенде. Экспериментальные исследования показали, что вертолетная цепь обеспечивает надежную работу в течение  $160 \cdot 10^3$  циклов нагружения (1000 часов налета), после чего появляются усталостные трещины во втулках из-за эффекта действия фреттинга в сопряжении втулка-пластина. Втулки изготавливаются свертными и шов втулки выведен из контакта с валиком во внутрь звена в зону давления от зуба звездочки, что способствует увеличению деформации сжатия втулки (из-за уменьшения изгибной жесткости) [1, 3] и амплитуды сдвига поверхностных слоев втулки относительно сопряженной поверхности отверстия пластины.

Обнаружение трещин происходило по следующей методике. Испытывались опытные цепи до  $280 \cdot 10^3$  циклов нагружения с последующей разборкой и дефектацией шарниров. Если после указанной наработки в деталях появлялись трещины, то последующие испытания проводились с меньшим на 20000 циклов нагружения и так далее до работы без трещин. Число циклов нагружения звеньев до момента появления уста-

лостных трещин во втулках рентгенконтролем не установлено из-за его ненадежности. При выводе швов втулок из опасной зоны взаимодействия шарниров с зубьями звездочки в зону наименьших изгибных напряжений при сжатии втулки, не доходя до контакта с валиком, усталостные трещины появлялись после 190000 циклов нагружения звеньев цепи (1200 часов налета). При наработке  $200 \cdot 10^3$  циклов в среднем на одну опытную цепь с выведенными швами втулок из опасной зоны приходится одна трещина. Попадание швов втулок во впадины зубьев звездочек приводит к увеличению появления трещин. После указанного числа циклов нагружения были зафиксированы в среднем по три разрушения на каждую цепь. При дефектации же серийных вертолетных цепей, изготовленных по 2-5200-02ТУ с ориентацией шва втулки внутрь звена, после  $200 \cdot 10^3$  циклов нагружения были обнаружены в среднем по четыре трещины на каждую цепь.

Применение в опытных вертолетных цепях бесшовных цельных втулок из стали марки 20Х обеспечивает усталостную прочность втулок при числе циклов нагружения звеньев цепи  $240 \cdot 10^3$  (1500 часов налета).

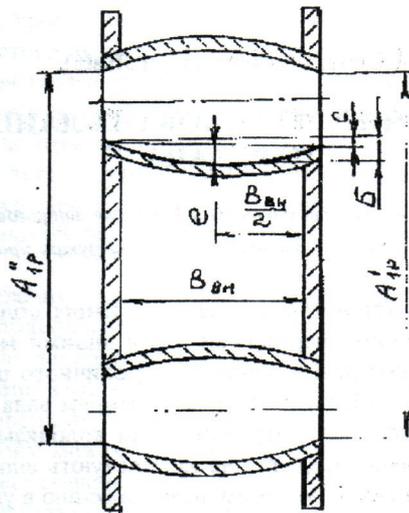
С целью определения оптимальной величины момента проворота втулок в пластинах, обеспечивающей наибольшую усталостную прочность втулок по числу циклов нагружения звеньев цепи до появления усталостных трещин во втулках были испытаны 14 образцов цепи ГОСТ 13568-75, изготовленных в соответствии с 2-5200-02ТУ, но с селективно собранными звеньями и различным моментом проворота втулок в пластинах, равными  $2^{+1}$  Нм (три опытные цепи),  $4^{+1}$  Нм (пять опытных цепей),  $6^{+1}$  Нм (три опытные цепи),  $8^{+1}$  Нм (три опытные цепи).

Оптимальная величина момента проворота втулок в пластинах, при которой обеспечивается наибольшая усталостная прочность втулок, равна  $4^{+1}$  Нм. При меньших значениях момента проворота втулки в пластинах усталостная прочность втулок снижается из-за недостаточной прочности соединений. Формирование соединений внутренних звеньев с большими натягами ( $S \geq 70$  мкм) увеличивает наружную бочкообразность втулок и снижает их усталостную прочность из-за циклических микросмещений поверхностных слоев втулки в осевом направлении с повышенными значениями амплитуды смещения и контактного давления в сопряжениях втулка-пластина, втулка-ролик, что усугубляет влияние эффекта действия фреттинг-коррозии в указанных сопряжениях, к тому же увеличивается деформация сжатия втулки в поперечном сечении в рассматриваемый момент зацепления звеньев цепи с зубьями звездочки [2].

На усталостную прочность втулок также оказывает влияние значение расстояния  $A_{ip}$  между рабочими точками контакта втулок одного внутреннего звена с валиками смежных наружных звеньев (рис. 2) и размерность  $A_{ip}$  данного параметра, определяемая при замере с двух сторон блока. Проведенные испытания показали, что оптимальное среднее значение расстояния  $A_{ip}$  для внутренних звеньев равно 21,025 мм. Непараллельность внутренних рабочих поверхностей втулок одного внутреннего звена не должна превышать 30 мкм.

$$\Delta A_{ip} = A'_{ip} - A''_{ip}$$

$$e = B - \frac{c}{2}$$



**Рисунок 2 - Деформации втулок при сборке внутреннего звена цепи**

Результаты дефектации и измерений удлинений опытных цепей показали, что с увеличением разноразмерности параметра  $A_{fp}$  увеличивается количество разрушений втулок и удлинение цепи. Это ощутимей при расстоянии между рабочими поверхностями втулок одного звена, равном при среднем значении  $A_{fp}=20,985$  мм в испытываемых блоках, и разноразмерности  $A_{fp} \geq 60$  мкм. В таких опытных цепях при наработке  $200 \cdot 10^3$  циклов среднее количество втулок с трещинами только в одной цепи достигает 9.

Отмечено, что в опытных цепях с размером в блоках  $A_{fp}=20,985$  разноразмерность этого параметра резко увеличивается в первоначальный период во время  $20 \cdot 10^3$  циклов наработки и при дальнейших испытаниях не уменьшается из-за взаимного перекоса звеньев-рам в процессе работы цепи. Перекос осей втулок в этих цепях увеличивает концентрацию нагрузки по длине втулки и увеличивает эффект действия фреттинг-коррозии из-за повышения контактного давления в сопряжениях втулки с роликом, валиком и пластинами.

*Summary. Fretting causes the fatigue cracks in the bushing-plate joint into bushing. On endurance tests of the joint, the optimum value of the bushing torque in the plate (4-5 N.m) and the withdrawal of the bushing construction joint out of the danger area result in high reliability. Disalignment of the bushing working surfaces of the chain link must be no more than  $30 \mu\text{m}$ .*

#### **Перелік посилань:**

1. Романовский Б.В., Столбин Г.Б. Фреттинг как причина, снижающая работоспособность роликовых цепей// Механические передачи/ Под ред. Г.Б.Столбина. - М.: НИИМАШ, 1971. - С. 66-81.
2. Романовский Б.В. Влияние фреттинг-коррозии на усталостную прочность элементов вертолетных цепей. Технологическое управление триботехническими характеристиками узлов машин// Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф./ Под общ. ред. Э.В.Рыжова. - М.: Завод-вуз при Моск. автозаводе им. Лихачева, 1983.
3. Романовский Б.В., Викулов А.С. Связь момента проворота втулки в пластине с ее деформацией при формировании соединений// Точность и надежность механических систем. Стохастические методы диагностики и прогнозирования. - Рига: Риж. политехн. ин-т, 1989. - С. 90 - 96.

**Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.**