Summary. Models and systems of accounting force factors for determination of the overall star deformation and detection of stress nature of transmission and to structural types of stars. The model of control for stressed-strained state of stars by means of purposeful change of its construction is received.

Перелік посилань

1. Сахаров А.С., Кислоокий В.Н., Киричевский В.В. и др. Метод конечных элементов в механике твердых тел. - Киев: Вища школа, 1982.
2. Пилипенко О.И., Цыбенко А.С., Крищук Н.Г., Паленый В.В., Клименко В.А. Расчет напряженно-деформированного состояния металлополимерных звездочек цепной передачи при эксплуатационных нагрузках // Деп. УкрНИИТИ № 1670-УК90 от 10.10.90. - К.КПИ. - 143с.

УДК 621.85

А. Бондаренко, М. Михайлов
(НПП «Промтехконструкція», м. Краматорськ)

РОЛИКОВАЯ ПРИВОДНАЯ ЦЕПЬ ПОВЫШЕННОЙ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Анотація. В статті розглядається нова конструкція ланки ланцюга, що відрізняється від попередніх новим виконанням бічних пластин з відбортовкою отворів. Запропонована конструкція забезпечує підвищення навантажувальної здатності ланцюга і довговічності роботи у важких умовах експлуатації, а також зниження матеріаломісткості виготовлення ланцюга.

Для приводной роликовой цепи, работающей в тяжелых условиях, характеризующихся ударними, переменными внешними нагрузками в сочетании с циклически изменяющимися напряжениями в звеньях и кратковременными нагрузками, вызванными внутренней динамической передачей, наиболее важным критерием работоспособности является выносливость цепи. Потеря работоспособности в таких условиях связана, прежде всего, с усталостным разрушением отдельных элементов цепи. Кроме того распространенными причинами потери работоспособности цепи являются потеря прочности шарниров или запрессованных деталей. Иначе говоря, цепь в этом случае выходит из строя не износившись, то есть критерий выносливости элементов цепи выходит на первый план перед критерием износостойкости.

Поэтому целесообразно создать цепь с увеличенной нагрузочной способностью. Для тяжелых условий работы такая цепь будет более долговечной.

Решая эту задачу, можно идти по пути увеличения площади опасного сечения пластины и площади контакта пластин с валиком и втулкой утолщением металла или применением стали с более высокими прочностными свойствами. Однако это неминуемо приведет к увеличению массы цепи и повышению материалоемкости и себестоимости ее изготовления.

Поэтому был выбран путь усовершенствования конструкции цепи повышением прочности слабых элементов звена - боковых пластин изменением их формы и увеличением надежности запрессованных соединений звена с целью повышения надежности и долговечности работы цепи.

Конструкция при этом должна иметь не большую, а меньшую металлоемкость по сравнению со стандартным вариантом цепи, оставаясь в пределах размеров, оговариваемых ГОСТом для каждого типоразмера цепи.

В существующей стандартной цепи, имеющей плоскую пластину, опасное сечение пластины имеет форму прямоугольника. Площадь контакта наружных пластин

с валиками и внутренних со втулками ограничена толщиной пластины. Так как отверстия в пластинах выполняются, как правило, методом пробивки, то внутренняя поверхность отверстия получается конической, что еще больше уменьшает площадь контакта. Это приводит к циклическому микропроскальзыванию валика и втулки в отверстиях пластин, а значит, и к поверхностному разрушению пластин и быстрой потере прочности соединения. Кроме того, такой характер соединения является большим концентратором напряжений.

Учитывая эти недостатки, статистические даные испытаний цепей на разрыв, а также, основываясь на анализе причин выхода из строя цепей, эксплуатирующихся в разных условиях в сельскохозяйственных машинах и промышленых установках, в научно-производственном предприятии "Промтехконструкция" (г. Краматорск), серийно выпускающем приводные роликовые цепи, была разработана конструкция цепи с повышеной нагрузочной способностью (Патент на изобретение №14565А от 20.01.97 г. "Втулочно-роликовий приводний ланцюг").

На рисунке изображено звено роликовой приводной цепи, в которой наружная 1 и внутренняя 2 пластины выполнены с отбортовкой с утонением по контуру отверстий. Отбортовка пластин позволяет увеличить площадь опасного сечения пластин, его жесткость, увеличить площадь и качество соединения запрессовываемых деталей валика 3 в наружную пластину и втулки 4 во внутреннюю, а также снизить влияние концентраторов напряжений.

Это позволяет повысить допустимую нагрузочную способность цепи на 10-30% при значительном повышении надежности соединения шарнира.

Выполнение расклепаных частей валика в виде галтели с радиусом, соответствующим внутреннему радиусу отбортовки наружной пластины, позволяет дополнительно увеличить площадь опорной поверхности соединения валик-наружная пластина. При этом расклепанная часть валика становиться элементом, частично воспринимающим нагрузку. Повышается также надежность осевого соединения шарнира. Вследствие этого уменьшается габарит по ширине цепи при неизменном растяжении между внутренними пластинами.

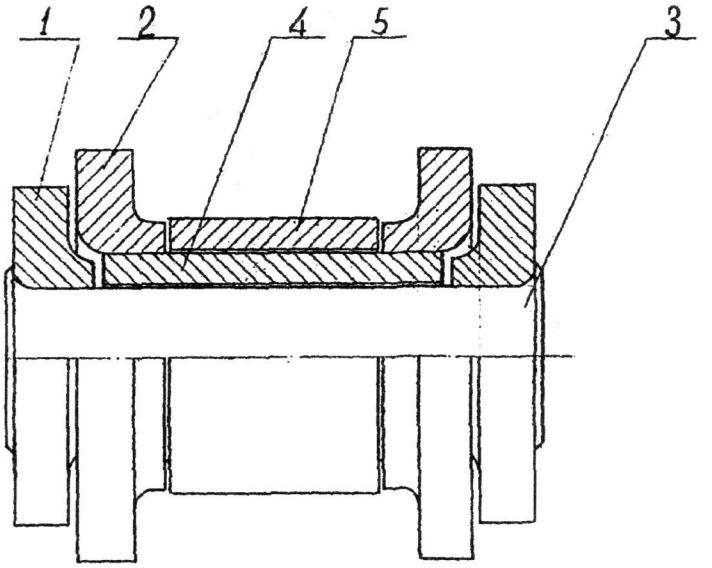

***Рисунок** - Конструктивная схема звена роликовой цепи*

Для выполнения отбортовки отверстий пластин используется металл, идущий ранее в отход при пробивке отверстий, поэтому дополнительного расхода металла нет.

Уменьшение длины втулки 4 и ролика 5 приводит к уменьшению расхода металла на их изготовление примерно на 25%. Это может привести к некоторому снижению износостойкости шарнира (площадь опорной поверхности снижается на 10-20%), однако в данном случае это не окажет влияния на сокращение срока службы цепи.

Таким образом предложенная конструкция позволяет повысит ее долговечность, особенно в тяжелых условиях работы с ударными нагрузками за счет повышения прочности слабых элементов цепи, коими являются пластины, выполнив их не плоской, а пространственной формы. При этом цепь остается в своем же типоразмере, а производство ее является менее металлоемким, хотя и более высокотехнологичным.

Применение такой цепи необходимо во всех случаях, когда цепь разрушается, не успев износится.

Summary. The article "Block Driving Chain (Gall's Chain) of the increased Load Capability" by A.Bondarenko and M.Mikhailov deals with a new design of the chain link that differs essentially from the previosly used by employing lateral plates having drawn down holes along the contour.

The suggested design provides the increase for the load capability of the chain and durability of its operation under rigorous service as well as the reduction of the material consumption in the process of chain manufacturing.

Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.

УДК 621.855

П. Кривий, С. Дубиняк, А. Куцевич
(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

НЕСУЧА ЗДАТНІСТЬ ДВОКОНТУРНИХ ПАРАЛЕЛЬНО-РЯДНИХ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

Анотація. Подана методика розрахунку несучої здатності двоконтурних паралельно-рядних ланцюгових передач із врахуванням імовірнісних характеристик розсіювання контактних кроків за критерієм допустимого тиску в шарнірі ланцюга.

Питання розрахунку несучої здатності багаторядних (БР) і паралельно-рядних (ПР) ланцюгових передач, що широко використовуються в різних машинах, не знайшли достатнього висвітлення в літературі. Несучу здатність БР і ПР ланцюгових передач розраховують за потужністю $N_б$, яку можуть передати такі передачі, використовуючи залежність [1]

$$N_б = N_1 \cdot k_m \qquad (1)$$

де N_1 - потужність, що передає однорядний ланцюг; k_m - коефіцієнт рядності.

Припускаючи, що швидкість руху ланцюгів у багаторядних і паралельно-рядних ланцюгових передачах однакова, тобто $V_б = V_1$, отримаємо:

$$F_б = F_1 \cdot k_m \qquad (2)$$

де $F_б$, F_1 - відповідно зусилля, що передають БР і однорядні ланцюгові передачі.

Несучу здатність згідно з [1] визначимо за допустимим питомим тиском в шарнірі ланцюга. Для однорядної і ПР ланцюгової передачі будемо відповідно мати: