

Проблему реализации расчетных значений оптимальных передаточных отношений $u_{opt i}$ можно решить, если воспользоваться такой рекомендацией. Для каждой ступени механизма предварительно указывают наибольшее число сателлитов $k_{\max i}$. Затем определяют наибольшие значения $u_{\max i}$ передаточных отношений ступеней, которые могут быть реализованы для выбранных значений $k_{\max i}$. Общее передаточное отношение всего механизма задают в виде $U_{\Sigma} = u_{\max 1} u_{\max 2}$. По мере поиска оптимальных передаточных отношений эту величину можно корректировать в большую сторону.

Все численные результаты были получены с помощью программы MathCAD версии 15 и ее внутренней функции Minimize.

Выводы:

1. На основе исследований, выполненных в работах [4-6], разработана улучшенная методика оценки несущей способности планетарного механизма типа $2 \times AI$, конструкция которого удовлетворяет критерию минимума массы.
2. На примере двухступенчатого планетарного механизма типа $2 \times AI$ показаны способы оценки его несущей способности с учетом различных вариантов исполнения его конструкции – кинематического и силового.
3. Рассмотрена проблема выбора оптимальной по массе конструкции силового механизма, связанная с реализацией получаемых теоретических значений передаточного отношения одной ступени механизма.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В.А. Ткаченко. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Вып.33. – С.202-207. 4. Абрамов В.Т., Гетья А.Н., Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. – 2009. – Вип.29. – С.45-52. 5. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times AI$ при контактной прочности // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. – 2012. – Вип.35. – С.93-102. 6. Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т. Равнопрочность зубчатых зацеплений в задаче оптимизации многоступенчатого планетарного механизма AI по критерию массы // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. – 2010. – Вип.26. – С.77-85.

Bibliography (transliterated): 1. Proektirovanie planetarnykh mekhanizmov, optimal'nykh po dinamicheskim harakteristikam: Ucheb. posobie po kursov. i dipl. proektirovaniju / V.A. Tkachenko, V.T. Abramov, M.D. Korovkin. – Kharkov: Khark. aviac. in-t, 1983. – 110p. 2. Planetarnye mekhanizmy (optimal'noe proektirovanie) / V.A. Tkachenko. – Kharkov: Nac. aerokosm. un-t "Khark. aviac. in-t", 2003. – 446p. 3. Abramov V.T. Minimizacija massy mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – Vol.33. – P.202-207. 4. Abramov V.T., Getja A.N., Matusевич V.A., Shehov A.V. Metodika optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma po kriteriju massy // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2009. – Vol.29. – P.45-52. 5. Matusевич V.A., Sharaban Ju.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Nesushhaja sposobnost' optimal'noj po masse konstrukcii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma tipa $n \times AI$ pri kontaktnoj prochnosti // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2012. – Vol.35. – P.93-102. 6. Matusевич V.A., Sharaban Ju.V., Shehov A.V., Abramov V.T. Ravnoprochnost' zubchatykh zaceplenij v zadache optimizacii mnogostupenchatogo planetarnogo mehanizma AI po kriteriju massy // *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu "KhPI"*. – 2010. – Vol.26. – P.77-85.

Поступила (received) 23.04.2015

УДК 621.9.04

В.А. НАСТАСЕНКО, к.т.н., профессор каф. ЭСЭУ и ОП ХГМА, Херсон

НОВЫЙ ВИД ТВЕРДОСПЛАВНЫХ ПРУЖИННО-ПЛАСТИНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ШЕВЕРОВ И ВОЗМОЖНОСТИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Работа относится к области червячных зуборезных инструментов, в частности – к сборным червячным шеверам из пластин быстрорежущих сталей и твердых сплавов, предназначенным для обработки червячных зубчатых колес, а также к технологиям их изготовления. Проведен анализ известных пружинно-пластинчатых червячных инструментов, показаны их достоинства и недостатки и предложены новые конструкции, устраняющие данные недостатки. Показана предпочтительная сфера их применения и разработана технология их изготовления. Совокупность проведенных исследований позволяет рекомендовать данные инструменты для высокопроизводительной высокоточной чистовой обработки червячных колес.

Ключевые слова: червячная передача, червячный зуборезный инструмент, шеверы.

Введение, связь работы с основными направлениями исследований.

Работа относится к областям машиностроения и инструментального производства, в частности – к червячным шеверам для обработки червячных зубчатых колес. Ее выполнение связано с потребностью совершенствования червячных передач и инструментов для их изготовления. Одним из путей решения данной проблемы является чистовая обработка червячных зубчатых колес шевингованием. При этом основные пути совершенствования червячных шеверов направлены на повышение их точности, износостойкости и производительности, за счет улучшения конструктивных и геометрических параметров, применения инструментальных материалов и их покрытий, однако сложность производства и эксплуатации таких инструментов, как правило, повышается. Устранение указанных недостатков является актуальной и важной задачей, поскольку от них зависят основные технико-экономические показатели производства и эксплуатации данных инструментов.

Анализ состояния проблемы и постановка задачи. Особенностью червячных зубчатых пар является жесткая связь между зубьями червячных колес и сопрягаемыми поверхностями их червяков, которая зависит от их начальных диаметров. Поэтому для обработки червячных колес используют червячные фрезы, диаметры которых равны диаметрам сопрягаемых червяков, а фрезы отличаются от них лишь выполнением стружечных канавок, заточкой передних поверхностей и затылованием зубьев. Поскольку червячные фрезы нуждаются в переточках, их наружный диаметр при этом уменьшается, что адекватно изменяет точность формообразования зубьев червячных колес, ухудшает точность зацепления зубчатой пары и требует ограничения количества переточек инструментов до 2–3-х штук, что ведет к увеличению их расхода [1]. Поскольку переточки уменьшают наружный диаметр D_a инструментов, их проектируют с учетом среднеарифметической величины между исходным $D_a + \Delta$, и конечным $D_a - \Delta$, диаметрами (рисунок 1).

Таким образом, новые и окончательно переточенные червячные фрезы являются наименее точными, а среднесточенные – наиболее точными.

Повысить точность и качество обработки зубьев червячных зубчатых колес позволяют червячные шеверы, которые как и фрезы, выполняют на базе сопрягаемого с колесом червяка, а режущие кромки на боковых поверхностях

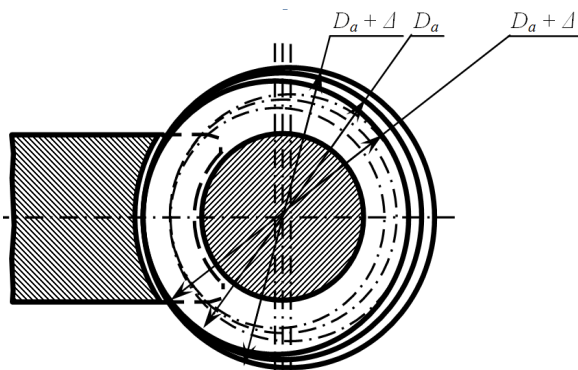


Рисунок 1 – Трансформация условий формирования зубьев червячных колес при обработке их червячным инструментом – непереточенным $D_a + \Delta$, средне сточенным D_a (базовый вариант) и максимально переточенным $D_a - \Delta$ отдельной обработкой левой и правой сторон зубьев червячного колеса с адекватным осевым сдвигом шевера [1, 2].

Поэтому необходимо устранение указанных недостатков, что является *главной целью данной работы*.

Ее *научную новизну* составляет создание и технико-экономическое обоснование наиболее предпочтительных конструкций червячных шеверов.

Исходные положения для достижения поставленной цели. Среди анализируемых конструкций шеверов основное внимание уделено таким, которые исключают потребность выполнения переточек и связанного с этим процессом изменения параметров их зубьев. При этом учитывали, что шеверы являются чистовыми инструментами, которые срезают тонкие нитевидные стружки, поэтому нагрузка силами резания их зубьев является небольшим. Кроме того, обеспечивается равномерный износ режущих кромок шевера за счет равномерного припуска, образованного на этапе предыдущей зубообработки, а вершины режущих кромок шевера в резании не участвуют, поскольку у ножек предварительно обработанных зубьев червячных колес целесообразно выполнение поднутрений на глубину этого припуска [2].

Исключить потребность в переточках позволяют сборные конструкции червячных шеверов, оснащенные неперетачиваемыми сменными режущими пластинами из компактируемых быстрорежущих сталей или твердых сплавов, предложенные в работах [3-5]. Дополнительным их преимуществом является увеличение количества режущих кромок до 60 на 1 виток за счет применения пружинно-пластинчатых конструкций. Применительно к червячным фрезам ГОСТ 9324-81, их принципиальная схема показана на рисунке 2. Во впадины витков, выполненных на корпусе 1 фрезы, введены нанизанные на пружину 2 режущие пластины 3 плоской прямой формы, чередующиеся с клиновыми вставками 4, размещенными между ними. При толщине пластин 1...2мм это позволяет уменьшить шаг зубьев по наружному диаметру до 6...8мм, что характерно шагу канавок для конструкций обычных червячных шеверов.

Осесимметричное выполнение на верхней и нижней частях пластин профилей режущих зубьев с высотой головки h_a и ножки h_f в исполнении 1 позволяет

витков шеверов формируют долблением стружечных канавок от наружного к внутреннему диаметру. Данный процесс является трудоемким, используется специальный долбежный резец и оснастка для долбежного станка, что существенно удорожает производство червячных шеверов, а их переточку выполняют путем перешлифовки по боковому профилю витков, что ведет к уменьшению их толщины и требует отдельной обработки левой и правой сторон зубьев червячного колеса с адекватным осевым сдвигом шевера [1, 2].

выполнять 4 перестановки, что адекватно уменьшает их расход. Однако диаметры червячных шеверов, особенно средних и крупных модулей, не позволяют выполнять винтовые канавки такой большой глубины, поэтому для них предпочтительны режущие пластины в исполнении 2. Недостатком таких червячных зуборезных инструментов является потребность выполнения высокоточного отверстия в пластинах, что ограничивает их минимальные размеры модулем $m=3$ мм, уменьшает их прочность, удорожает производство и усложняет технологический процесс сборки. Поэтому требуется устранение указанных недостатков, что является второй задачей выполняемой работы.

Предлагаемый путь решения поставленной задачи. В основу положена заявка на патент Украины [6], главным отличием которой от базовых червячных фрез [4, 5], является размещение крепежных пружин 2 у ножек между витками, собранными из чередующихся режущих пластин 3 и клиновых вставок 4, основания 5 и боковые стороны 6 которых введены в адекватные им канавки корпуса 1, а режущие кромки 7 выполнены над пружинами (рисунок 3). Для закрепления и затяжки витков, у их окончаний, на выполненных с

обоих торцов лысках установлены упоры 8 с зажимными винтами 9, а для зажима концов пружин, например, по их скосам, на упорах установлены накладки 10 с винтами 11. Фикса-

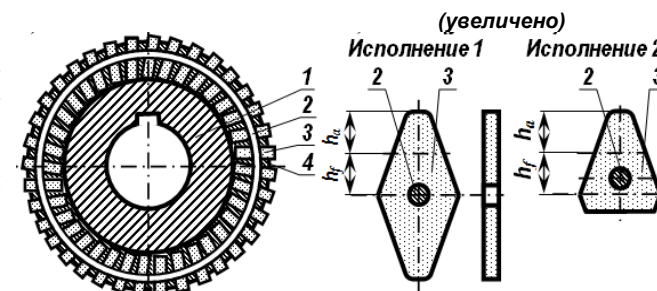


Рисунок 2 – Сборная червячная фреза по патенту Российской Федерации №2169061 с установленным в винтовых канавках на ее корпусе набором из неперетачиваемых режущих пластин и клиньев, закрепленных введенными в их отверстия пружинами и режущие пластины для ее оснащения

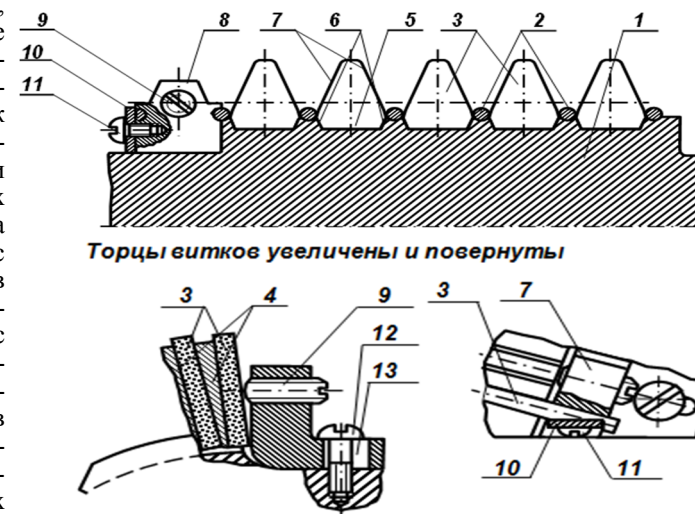


Рисунок 3 – Конструкция сборного червячного зуборезного инструмента с креплением витков, набранных из сменных режущих пластин и клиновидных вставок – пружинами, расположенными у ножек между этими витками

ция и сдвиг упоров на корпусе инструмента выполнены винтами 12, введенными в канавки 13 упоров.

Конструктивное исполнение пластин 3 и пружин 2 между их ножками показано на рисунке 4. Для исключения потребности выполнения поднутрений на ножках зубьев червячных колес при черновой обработке, зубья шевера могут быть выполнены полнопрофильными, с головкой высотой $0,25m$. Это позволяет использовать их, не только как шеверы, но и как фрезы.

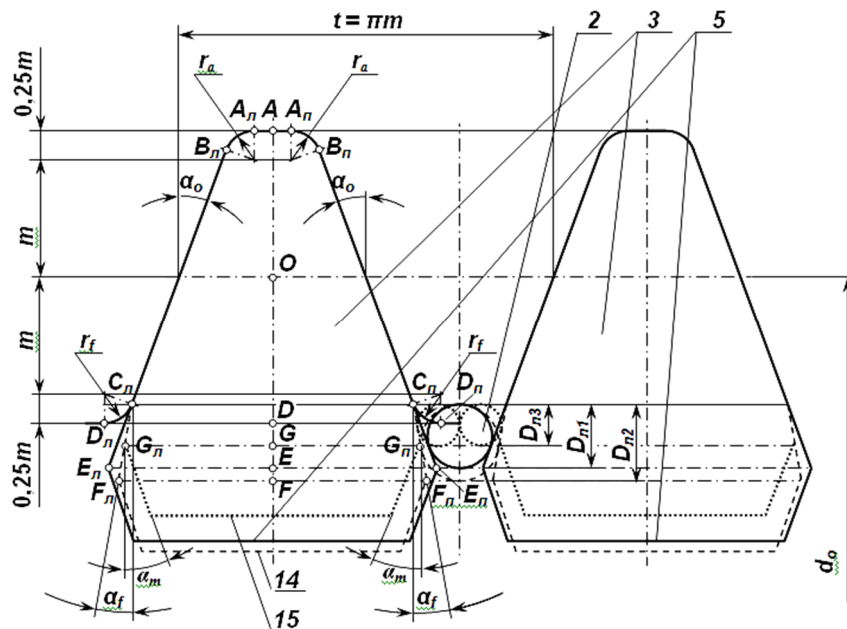


Рисунок 4 – Параметры профиля быстросменных режущих пластин для червячного шевера и пружин, введенных между их ножками

Профиль пластин принят производным от профиля обрабатываемых ими зубьев и имеет головку AO и ножку OD , параметры которых обусловлены величиной модуля m и боковыми углами профиля α_o . Высота головки зуба – $h_a=1,25m$, ножки $h_f=1,25m$, радиусы округления на вершинах и на впадинах $r_a=r_f=0,25m$. Шаг установки пластин $t=\pi m$ на делительном диаметре d_o совпадает с шагом по нормали к виткам канавок на наружном диаметре $D_{ак}$ корпуса инструмента (рисунок 3). Такие зубья на правой (n) и левой (l) сторонах имеют на вершинах участки A_nA_l и радиусные профилирующие участки A_nB_n высотой $r_a(1-\sin\alpha_o)$. На боковых сторонах зуб имеет профилирующие участки B_nC_n и B_lC_l высотой $2m+r_a\sin\alpha_o$, а на ножках зубьев – радиусные непрофилирующие участки C_nD_n , C_lD_l высотой $r_a(1-\sin\alpha_o)$.

Вместо радиусных участков у ножки, профиль пластин имеет удлинение на непрофилирующих участках C_nE_n , C_lE_l для размещения между соседними витками из комплектов пластин, спиральных пружин 2, диаметр D_{n1} которых расположен ниже профилирующих участков B_nC_n , B_lC_l . Общая высота профиля пластин составляет величину AE , от которой выполнено основание 5 трапецевидной формы, служащее для удержания пластин в канавках корпуса ин-

струмента, а угол α_m трапецевидного основания выполнен больше угла α_o подъема винтовой линии канавок на корпусе.

Для повышения прочности пружин 2 за счет увеличения диаметра до значения D_{n2} , профиль зуба может иметь удлинения на непрофилирующих участках C_nF_n , C_lF_l с углами α_f , которые меньше углов α_o . Общая высота такого профиля пластин составляет величину AF , а глубина трапецевидного основания смещена в положение 14.

Для уменьшения общей высоты пластин, в рамках возможности их пресования, диаметр пружин может быть уменьшен до величины D_{n3} , а их количество удвоено, из условия размещения пружин между витками. При этом профиль зуба также продлен на непрофилирующих участках C_nG_n , C_lG_l , а их углы α_f уменьшены относительно углов α_o для увеличения диаметра пружин. Общая высота такого профиля пластин составляет величину AG , а глубина трапецевидного основания смещена в положение 15.

Точность выполнения трапецевидного основания пластин должна быть максимально возможной, поэтому перед сборкой должна выполняться их шлифовка, лучше всего – в многоместном приспособлении. Точность профиля пластин лучше всего обеспечивать после сборки шевера шлифовкой боковых сторон витков, что позволяет выполнить ZK1, ZK2, ZK3, ZT1, ZT2 червяки.

Технико-экономические показатели предлагаемых шеверов. Конкретное выполнение предлагаемых инструментов зависит от модуля нарезаемых зубчатых колес. Например, для шевера $m=4$ мм, его наружный диаметр составляет $D_a=90$ мм, а максимальная высота пластин 12мм, что при углах их профиля $\alpha_o=20^\circ$ позволяет использовать пружины диаметра $D_{n1}=2,2$ мм, а при уменьшении углов у ножек до $\alpha_f=10^\circ$ диаметры пружин достигают $D_{a2}=2,6$ мм, $D_{n3}=1,4$ мм. Поскольку в двухпружинном варианте общая площадь сечения пружин уменьшается в 3,2 раза, преимущества имеет однопружинный вариант, который также обеспечивает удержание витков двумя пружинами, из которых средняя – нагружена двумя витками пластин, а их прочность – достаточна для удержания пластин в корпусе в процессе резания. Количество пластин и клиновых вставок достигает 60 штук на 1 виток, и даже для 4-х заходных шеверов обеспечивает 15 зубьев на 1 заход, что больше количества зубьев стандартных однозаходных фрез. Всего при 5 работающих зубьях в каждом ряду инструментальной рейки, шевер имеет 300 пластин, Толщина пластин 2 мм, а клиновых вставок 3 мм, угол клина в сечении 6° , потому он самотормозящий, зажим пластин в витке осуществляется винтом-пробкой с резьбой М6, что обеспечивает ей высокую прочность, а шеверам – работоспособность при режимах резания, аналогичных базовым.

При внедрении предлагаемых шеверов исключается потребность долбления $2 \times 300 = 600$ режущих канавок на боковых поверхностях профиля витков, трудоемкость которых, с учетом переналадки положений червяка на станке, составляет около 1200 минут, или 20 нормочасов. При стоимости 1 нормочаса на отечественных предприятиях около 20\$, затраты на данную операцию составляют 400\$. Общие затраты на изготовление базового шевера составляют около 700\$.

У предлагаемого шевера, за счет уменьшения наружного диаметра его корпуса и глубины винтовых канавок, материалоемкость и трудоемкость изготовления снижается на 10%, что компенсирует затраты на изготовление крепежных элементов и пружин. Кроме того, корпус и крепежные элементы – многократного использования, что обеспечивает дополнительную экономию.

Наиболее затратным является изготовление комплектов из 300 пластин. В твердосплавном исполнении, при цене за 1 пластину около 5\$, стоимость комплекта составит около 1500\$, однако с учетом повышения их стойкости при двукратной перестановке, они могут заменить 10 базовых шеверов общей стоимостью 7 тыс.\$. Таким образом, при стоимости корпуса с крепежными элементами около 300\$ и стоимости дополнительных заточек оснований пластин и витков ≈ 200 \$, общая стоимость предлагаемого шевера составит 2000\$, что по сравнению с 10 базовыми шеверами обеспечивает экономию 5000\$. Дополнительный экономический эффект обеспечивает возможность повышения производительности шевингования за счет применения твердых сплавов, что уменьшает технологическое время, количество дорогостоящих зубообрабатывающих станков и занимаемые ими производственные площади.

Проблема одна – мизерное производство червячных колес в Украине, поэтому предлагаемые шеверы будут экономически целесообразными только для крупных зарубежных производителей высокоточных червячных передач, например – для лифтовых редукторов и др.

Выводы:

1. Учитывая возможности повышения производительности, точности и экономичности эксплуатации, переход к сборным червячным инструментам обеспечивает реальный резерв для повышения этих показателей.

2. Предложенные сборные червячные шеверы существенно повышают технологичность их изготовления и эксплуатации, поэтому могут быть рекомендованы для замены шеверов, применяемых в настоящее время.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.Ф. Филиппов, А.Н. Шевченко и др.; Под общ. ред. И.А. Ординарцева. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 846с.: ил. 2. Производство зубчатых колес Справочник / С.Н. Калашиников, А.С. Калашиников, Г.И. Коган и др. Под общ. ред. Б.А.Тайца. – М: Машиностроение, 1990, – 464с. 3. Патент Российской Федерации № 2169061. МПК В23F 21/16. Червячный инструмент, способ и оборудование для его изготовления. Авт. изобр. Настасенко В.А. Заявка № 98116845/08 от 08.09.98 // БИ. – 2001. – №17. 4. Настасенко В.А. Новая концепция повышения точности червячных зуборезных инструментов. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Междунар. сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып.17. – С.109-114. 5. Настасенко В.А. Новое поколение пружинно-пластинчатых червячных зуборезных инструментов // Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве. Труды 7-й Междунар. науч.-техн. конф. – Харьков: ХНПК "ФЭД", 2003. – С.94-97. 6. Заявка на патент Украины на винахід. МПК В23F 21/16. № 2013 09603 Від 01.08.2013 р. Збірний багатозаходний черв'ячний зуборізний інструмент та змінні поворотні непереточувані пластини для його оснащення. Авт. заявки Настасенко В.О.

Bibliography (transliterated): 1. Spravochnik instrumental'shchika / I.A. Ordinarcev, G.F. Filippov, A.N. Shevchenko i dr.; Pod obshh red. I.A. Ordinarceva. – Leningrad: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1987. – 846 p.: il. 2. Proizvodstvo zubchatykh kolez. Spravochnik / S.N. Kalashnikov, A.S. Kalashnikov, G.I. Kogan i dr. Pod obshh. red. B.A. Tajca. – Moscow: Mashinostroenie, 1990, – 464p. 3. Patent Rossijskoj Federacii No 2169061. MPK B23F 21/16. Chervyachnyj instrument, sposob i oborudovanie dlja ego izgotovlenija. Avt. izobr. Nastasenko V.A. Zajavka No98116845/08 ot 08.09.98. // BI. – 2001. – No17. 4. Nastasenko V.A. Novaja koncepcija povyshenija tochnosti chervyachnykh zuboreznykh instrumentov. // Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroenija. Mezhdunar. sb. nauchnykh trudov.– Doneck: DonGTU, 2001. Vol.17. – P.109-114. 5. Nastasenko V.A. Novoe pokolenie pruzhinno-plastinchatykh chervyachnykh zuboreznykh instrumentov // Fizicheskie i komp'yuternye tehnologii v narodnom hozjajstve. Tруды 7-j Mezhdunar. nauch.-tehn. konf. – Kharkov: KhNPK "FED", 2003. – P.94-97. 6. Zajavka na patent Ukrainy na vinahid. MPK B23F 21/16. No2013 09603 Vid 01.08.2013. Zbirnij bagatozahodnij cherv'jachnij zuboriznij instrument ta zminni povorotni neperetochuvani plastini dlja jogo osnashhenja. Avt. zajavki Nastasenko V.O.

Поступила (received) 05.04.2015

О.И. ПИЛИПЕНКО, д.т.н., проф., заведующий каф. ОКМ ЧНТУ, Чернигов;
А.В. ПОЛУЯН, аспирант каф. ОКМ ЧНТУ

ДИНАМИКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЦЕПНОГО ПРИВОДА В МЕТАЛЛИЧЕСКОМ И ПОЛИМЕРНОМ ИСПОЛНЕНИИ

Показан новый подход к расчёту динамики напряжённо-деформированного состояния элементов цепных передач, учитывающий реальные динамические процессы, неизбежно сопровождающие работу цепных приводов. Рассмотрено изменение: динамических нагрузок, действующих в двухмассовых цепных контурах, необходимой мощности цепных приводов, а также распределения напряжений, результирующих перемещений, коэффициента запаса прочности пластин звеньев металлического приводного роликового цепного контура и упругого монолитного звена полимерной цепи.

Ключевые слова: напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев цепи и упругого полимерного монолитного звена.

Введение. Актуальность задачи. Известно, что напряженно-деформированное состояние – это совокупность внутренних напряжений и деформаций, возникающих при действии на материальное тело внешних нагрузок, температурных полей и других факторов. Совокупность напряжений полностью характеризует напряжённое состояние частицы тела. Эту совокупность записывают в виде тензора напряжений, а совокупность компонентов деформации характеризует деформированное состояние частицы тела. Также эту совокупность записывают в виде тензора деформации.

Различают такие напряжённые состояния материального тела: линейные, когда действует только одно главное напряжение, отличное от нуля, плоское – при котором векторы напряжений σ_x , σ_y и τ_{xy} лежат в одной плоскости, и объёмное, когда все три главных напряжения σ_x , σ_y и σ_z отличны от нуля. Объёмное напряжённо-деформированное состояние можно разложить на сумму двух состояний: трёхосного растяжения и сложного сдвига в трёх координатных плоскостях [1].

Как известно, прочностные свойства материала при воздействии статических и динамических нагрузок не одинаковы, а его разрушение имеет принципиальное различие, обусловленное характером деформации. При статических нагрузках напряжения и деформации распределены равномерно по всему объёму изотропного тела, поскольку каждая его частица принимает участие в процессе деформации, а при динамических нагрузках напряжения, деформации и разрушение материала возникают в одной части тела независимо от того, что происходит в другой его части, особенно это имеет место в полимерных композициях. При работе цепных передач также возникают и вибрационные нагрузки на звёздочки и контур цепи, которые сосредоточены в местах многократного микроударного взаимодействия ролика цепи со звёздочками передачи. Как результат такого воздействия возникают большие локализованные напряжения и перемещения материала, которые настолько быстро изменяются во времени, что возникающие микротрещины ещё не успевают распространиться по материалу, а распределение напряжений и деформаций уже изменилось.

Анализ последних исследований и литературы. Литературные источники [2-4] описывают конструктивные особенности ведущих отечественных и зарубежных приводных роликовых цепей, а также результаты эксперименталь-

© О.И. Пилипенко, А.В. Полуян, 2015