

РОЗДІЛ I. МЕХАНІКА

УДК 621.855.001.24

Олег Пилипенко, Анатолий Полуян

АЛГОРИТМ РАСЧЁТА И ПОДБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОМАССОВОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Олег Пилипенко, Анатолий Полуян

АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ ТА ПІДБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОМАСОВОЇ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Oleg Pilipenko, Anatolii Poluyan

ALGORITHM OF CALCULATION AND SELECTION OF OPTIMAL PARAMETERS OF MULTIMASS CHAIN TRANSMISSION

Разработан алгоритм расчёта, подбора оптимальных параметров и построения модели многомассовой цепной передачи, который даёт возможность дальнейшего комплексного исследования кинематики, динамики и напряженно-деформированного состояния элементов передачи (пластин внешних и внутренних звеньев цепи в движении) и привода в целом.

Ключевые слова: многомассовые цепные передачи, алгоритм расчёта, подбор оптимальных параметров.

Рис.: 5. Библ.: 8.

Розроблено алгоритм розрахунку, підбору оптимальних параметрів та побудови моделі багатомасової ланцюгової передачі, який дає можливість подальшого комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів передачі (пластин зовнішніх та внутрішніх ланок ланцюга в русі) та привода в цілому.

Ключові слова: багатомасові ланцюгові передачі, алгоритм розрахунку, підбір оптимальних параметрів.

Рис.: 5. Бібл.: 8.

The algorithm of calculation, selection of optimal parameters and construction of by model of multimass chain transmission is worked out, which enables further complex research of kinematics, dynamics and stress-strained state of elements of transmission (plattins of external and internal links of chain afoot) and drive on the whole.

Key words: multimass chain transmission, algorithm of calculation, selection of optimal parameters.

Fig.: 5. Bibl.: 8.

Постановка задачи и цель статьи. Невзирая на накопленный опыт в теории и практике [1; 2; 3; 4; 5; 6], существующие методы проектирования не обеспечивают возможности многомассовой цепной передачи сохранять свою работоспособность в течение заданного периода времени при определенных условиях эксплуатации и снижения энергопотребления, поскольку они не учитывают потери на трение в цепном контуре, многомассовость передачи и динамические процессы, неизбежно сопровождающие функционирование такой системы. Следовательно, возникает задача по разработке нового, эффективного подхода к расчету и конструированию многомассовых цепных передач, который будет учитывать трение в шарнирах цепного контура, подбирать параметры передачи, при которых будет обеспечено высокое динамическое качество, сохранение работоспособности при определенных условиях эксплуатации и пониженное энергопотребление.

Цель статьи – разработка алгоритма расчёта и подбора оптимальных параметров цепной передачи.

Методы и результаты. Исходя из работы [7], коротко охарактеризуем уравнения по определению потерь на трение за один полный оборот шарнира цепного контура передачи:

$$1. \text{ Для одного валика: } P_1 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P.$$

2. В течение поворота одного внутреннего звена на ведомой звёздочке:

$$P_2 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P_{m2} \left(\frac{n_2 z_2}{W} \right) = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P_{m2} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P \left[\frac{\cos(\gamma_{w2}) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \right].$$

3. Для звена, входящего в зацепление:

$$P_3 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P_{m1} \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P \cdot \left[\frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right].$$

4. Для звена, покидающего ведомую звёздочку: $P_4 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P \cdot \frac{n_2 z_2}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P.$

5. В течение поворота внутреннего звена на ведомой звёздочке имеет место относительное движение между роликом и втулкой: $P_5 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_2}{W} \cdot P_{N2}.$

6. В течение поворота внутреннего звена на ведущей звёздочке имеет место относительное движение между роликом и втулкой: $P_6 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_1}{W} \cdot P_{N1}.$

Потери мощности на трение во всех шарнирах за полный оборот цепного контура двухмассовой цепной передачи представлены в п. 1 Синтеза уравнений расчёта геометрических и силовых параметров цепной передачи (рис. 1), где n_1, n_2 – частоты вращения ведущей и ведомой звёздочек; d – диаметр валика внешнего звена цепи; d_1 – внешний диаметр втулки внутреннего звена цепи; f – коэффициент трения качения между валиком и втулкой; f_1 – коэффициент трения скольжения между втулкой и роликом; W – количество звеньев в цепном контуре; z_1, z_2 – число зубьев ведущей и ведомой звёздочек; P – сила между валиком и втулкой цепи; P_{N1}, P_{N2} – средние давления зуба ведущей и ведомой звёздочек; u – передаточное число; γ_{w1}, γ_{w2} – углы зацепления (давления) на ведущей и ведомой звёздочках.

Соответственно потери мощности на трение для многомассовой цепной передачи по существу будут зависеть от количества пар звёздочек и их назначения (натяжная или ведомая), а это, в свою очередь, приводит к созданию соответствующего алгоритма и перехода на автоматизированные расчёты таких систем.

Уравнение по определению коэффициента полезного действия цепной передачи представлены в п.2 Синтеза уравнений расчёта геометрических и силовых параметров цепной передачи (рис. 1), где $f_{трения}$ – коэффициент трения в шарнире цепи; $d_{валика}$ – диаметр валика цепи, мм; K_d – коэффициент, учитывающий динамичность нагружения (линейное, нагружение с толчками, нагружение, сопровождаемое периодическими сильными ударами); t – шаг цепи, мм; $q_{цепи}$ – масса 1 метра цепи, кг; V – скорость движения цепи, м/с; g – ускорение земного тяготения; $F_{t(1...i)}$ – окружная сила, действующая в ведущей ветви цепного контура между двумя соседними звёздочками, Н; $u_{(1-2...i-1-i)}$ – передаточное число между двумя соседними звёздочками; $z_{1...i}$ – количество зубьев соответствующей звёздочки.

Необходимая мощность двигателя $P_{\delta\epsilon}$, Вт [1] приведена в п. 3 Синтеза уравнений расчёта геометрических и силовых параметров цепной передачи (рис. 1), где T_i – вращательные моменты на звёздочках, Н·м; n_i – частоты вращения звёздочек, $хв^{-1}$; $P_{трения}$ – потери мощности на трение во всех шарнирах за полный оборот цепного контура, Вт.

В п. 4 Синтеза уравнений расчёта геометрических и силовых параметров цепной передачи (рис. 1) представлено определение вращательного момента на ведущей звёздочке (T_1) и моментов сопротивления на ведомых ($T_2..T_i$), Н·м [1], где $D_{e(i)}$ – диаметр окружностей выступов зубьев звёздочек, мм.

Срок службы цепи S по усталостной прочности пластин, в часах [1] представлен в п. 5 Синтеза уравнений расчёта геометрических и силовых параметров цепной передачи (рис. 1), где $p_{D(max)}$ – максимальное значение допустимого базового давления в шарнире

цепи, МПа; $p_{(max)}$ – максимальное значение расчётного давления в шарнире цепи, МПа; k_u – поправочный коэффициент, определяемый в соответствии с выбором типа цепи; k_m – поправочный коэффициент, определяемый рядностью цепи; L_t – длина замкнутого цепного контура, выраженная в шагах цепного контура.

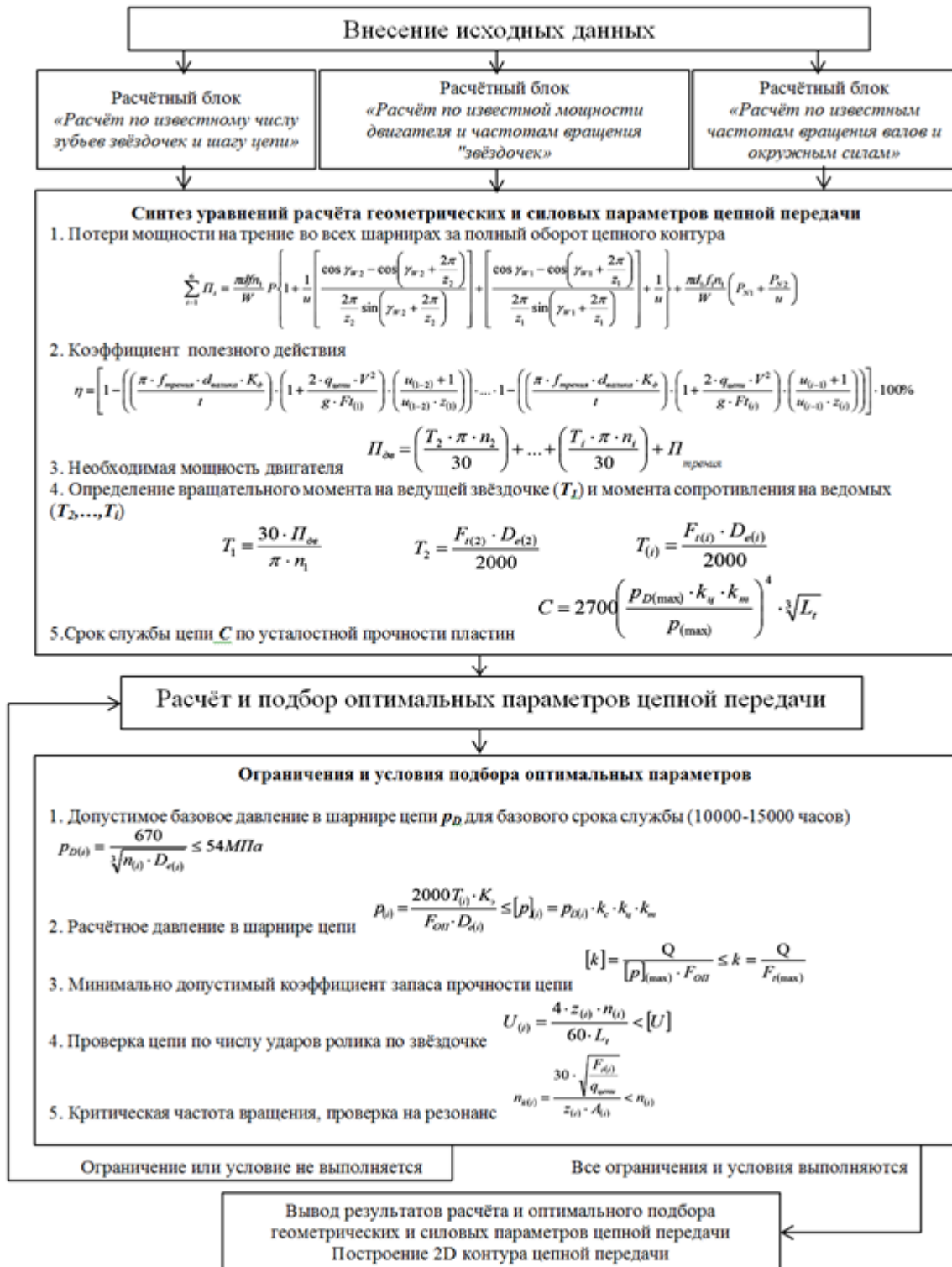


Рис. 1. Алгоритм расчёта и подбора оптимальных параметров многомассовой цепной передачи

В качестве ограничений приняты (пп. 1–5 Ограничений и условий подбора оптимальных параметров, рис. 1): допустимое базовое давление в шарнире цепи p_D для базового срока службы (10000 – 15000 часов), МПа и расчётное давление в шарнире цепи

[1], где $K_{Э}$ – коэффициент эксплуатации передачи; $F_{оп}$ – проекция опорной поверхности шарнира цепи, мм² (по ГОСТу для выбранного типа цепи); k_c – коэффициент смазки; минимально допустимый коэффициент запаса прочности цепи [1], где Q – разрушающая нагрузка цепи, Н (по ГОСТу для выбранного типа цепи); $[p]_{(max)}$ – максимально допустимое давление в шарнире цепи принятого типа при заданном режиме работы, МПа; $F_{t(max)}$ – максимальная окружная сила, действующая в ведущей ветви цепного контура между двумя соседними звёздочками, Н; число ударов ролика цепи по звёздочке [1], где $[U]$ – допустимое число ударов, с⁻¹; критическая частота вращения и проверка на резонанс [1], где $A_{(i)}$ – межосевое расстояние между двумя звёздочками, м.

Рассмотрим алгоритм, который будет не только учитывать количество пар звёздочек (парциальных систем), но и рассчитывать и подбирать оптимальные параметры многомассовых цепных передач (рис. 1). Порядок действий следующий.

1. Рассчитываем геометрические и силовые параметры передачи.

2. Синтезируем уравнения геометрических и силовых параметров таким образом, чтобы существовала возможность для расчёта передачи с любым количеством масс (звёздочек), а также поиска наилучшего варианта значения коэффициента полезного действия, учитывая и не нарушая предварительно установленные ограничения.

3. По полученным расчётным данным строим цепной контур передачи.

Перечислим геометрические и силовые параметры цепной передачи, используемые для синтеза и подбора их оптимальных значений: межосевое расстояние, передаточное число, количество зубьев звёздочек, диаметры делительных окружностей звёздочек, скорость движения цепи, диаметры окружностей выступов, допустимое базовое давление в шарнирах цепи, коэффициент эксплуатации, коэффициент смазки цепи, допустимое давление для цепи принятого типоразмера при заданном режиме работы, вращательные моменты на звёздочках передачи, необходимая мощность двигателя, потери мощности на трение в передаче, расчётное давление в шарнирах цепи, полуразницы и полусуммы диаметров делительных окружностей, длины сопрягаемых ветвей цепного контура, углы синфазности, длины дуг обхвата звёздочек цепью, длина замкнутого цепного контура, диаметры окружностей впадин звёздочек, радиус сопряжения ролика, половины углов зубьев звёздочек, углы сопряжения звёздочек с ветвями цепного контура, половины углов впадин звёздочек, радиусы головок зубьев звёздочек, прямой участок профиля зубьев звёздочек, расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступов зубьев звёздочек, смещения центров дуг впадин звёздочек, ширина зубчатого венца звёздочек, радиусы закруглений зубьев в попе-

речном сечении, расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений в поперечном сечении, класс точности изготовления звёздочек, срок службы цепи по усталостной прочности пластин, допустимый коэффициент запаса прочности пластин цепи, расчётный коэффициент запаса прочности пластин, коэффициент полезного действия.

Вышеприведенный алгоритм подбора оптимальных параметров многомассовой цепной передачи положен в основу разработанного программного продукта «Расчёт n -массовой цепной передачи» [8], предназначенного для



Рис. 2. Окно старта программного продукта «Расчёт n -массовой цепной передачи»

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

геометрического, прочностного и оптимизационного расчёта многомассовых цепных передач и проверки их работоспособности при заданных параметрах, построенный по блочному принципу проектирования (рис. 2).

Рассмотрим возможности программного продукта «Расчёт n-массовой цепной передачи». Он содержит три расчётных блока: расчёт по известным числам зубьев звёздочек и шагу цепи (рис. 3), расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек (рис. 4) и расчёт по известным частотам вращения валов и окружным силам (рис. 5).

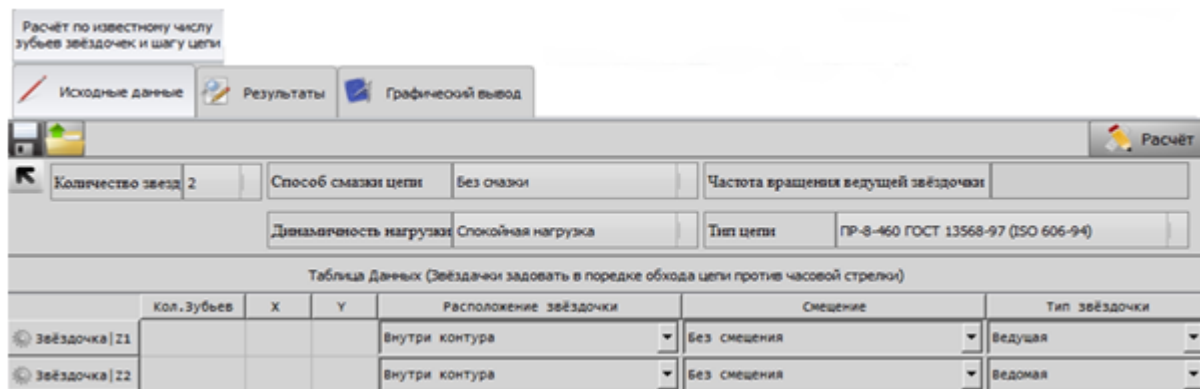


Рис. 3. Расчётный блок «Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи»

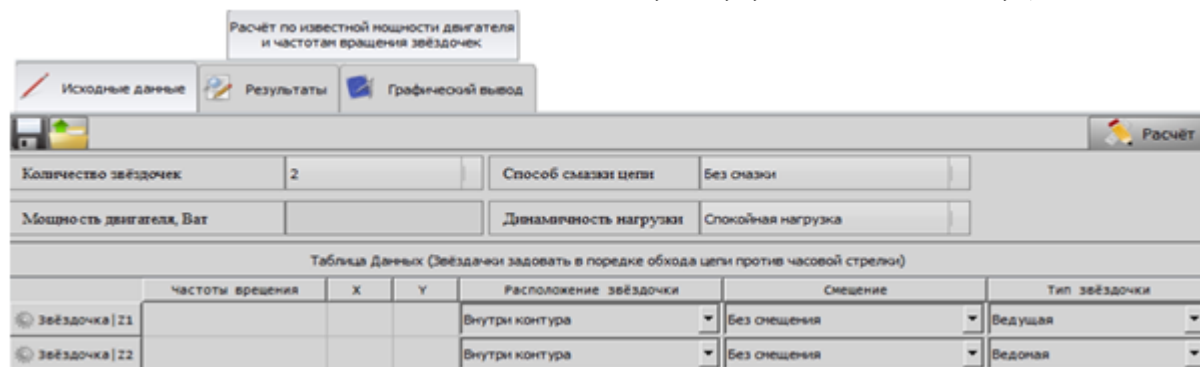


Рис. 4. Расчётный блок «Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек»

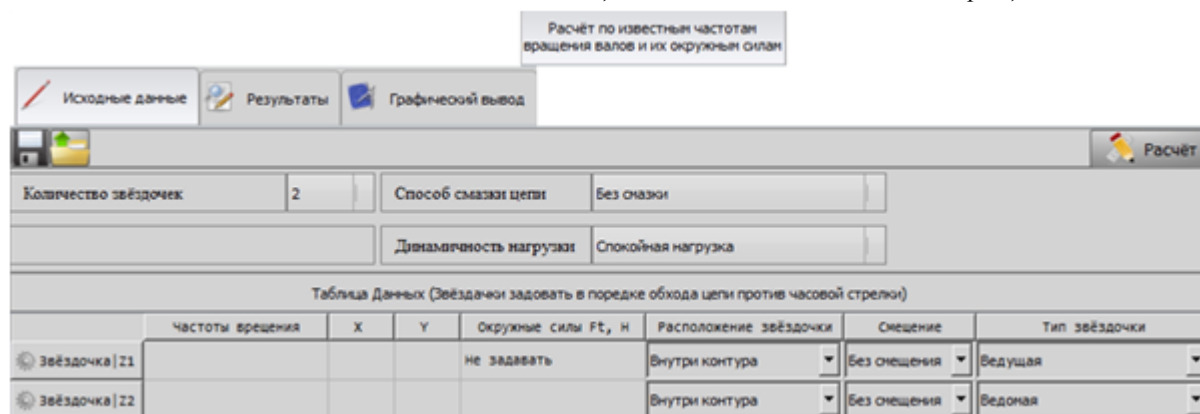


Рис. 5. Расчётный блок «Расчёт по известным частотам вращения валов и окружным силам»

Название блоков ассоциативно подсказывает пользователю, какие исходные данные необходимы для расчёта в избранном блоке. Каждый расчётный блок содержит такие закладки (рис. 3–5): исходные данные, результаты расчётов; графическое построение цепного контура передачи.

Программный продукт даёт возможность сохранения и загрузки, в каждую из форм расчётных блоков, исходных и расчётных данных одновременно. Результаты графиче-

ского построения контура цепной передачи можно сохранить в виде рисунка с расширением *.png.

Рассмотрим вкратце назначение расчетных блоков. Расчетный блок «*Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи*» предназначен для расчёта геометрических, силовых параметров цепной передачи, ее работоспособности, определения максимальной мощности двигателя, исходя из заданных начальных данных (рис. 3): количества звёздочек в цепном контуре; способа смазки цепи (без смазки, периодическая смазка, капельная смазка, непрерывная смазка, циркуляционная или распылителем под давлением); частоты вращения ведущей звёздочки; динамической нагрузки цепного контура (спокойная нагрузка, нагрузка с толчками или нагрузка с сильными ударами); типа цепи (её обозначение); количества зубьев звёздочек; координат расположения звёздочек; расположения звёздочек в цепном контуре (в середине контура или вне контура – извне); смещения центров дуг впадин звёздочек (со смещением или без смещения); типа звёздочек (ведущая, ведомая или натяжная).

Расчётный блок «*Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек*» предназначен для расчёта и поиска оптимального варианта реализации цепной передачи (повышение коэффициента полезного действия, срока службы передачи), исходя из заданных начальных данных (рис. 4): количества звёздочек в контуре; способа смазки цепи (без смазки, периодическая смазка, капельная смазка, непрерывная смазка, циркуляционная или распылителем под давлением); мощности двигателя; динамической нагрузки цепного контура (спокойная нагрузка, нагрузка с толчками или нагрузка с сильными ударами); частоты вращения звёздочек; координат расположения звёздочек; расположения звёздочек в цепном контуре (в середине контура или вне контура – извне); смещения центров дуг впадин звёздочек (со смещением или без смещения); типа звёздочек (ведущая, ведомая или натяжная).

Расчётный блок «*Расчёт по известным частотам вращения валов и окружным силам*» предназначен для расчёта и поиска оптимального варианта реализации цепной передачи (повышение коэффициента полезного действия, срока службы передачи), исходя из заданных начальных данных (рис. 5): количества звёздочек в контуре; способа смазки цепи (без смазки, периодическая смазка, капельная смазка, непрерывная смазка, циркуляционная или распылителем под давлением); динамической нагрузки цепного контура (спокойная нагрузка, нагрузка с толчками или нагрузка с сильными ударами); частоты вращения валов; координат расположения звёздочек; окружных сил, прилагаемых к валам передачи (кроме вала двигателя); расположения звёздочек в цепном контуре (в середине контура или вне контура – извне); смещения центров дуг впадин звёздочек (со смещением или без смещения); типа звёздочек (ведущая, ведомая или натяжная).

Суть расчётных блоков и их отличие. В зависимости от того, какое конструктивное задание ставится и какими исходными данными располагает инженер-конструктор, он выбирает соответствующий расчётный блок.

Первый блок даёт возможность подобрать: максимальную мощность двигателя, определить окружные силы, вращающие моменты, не нарушая при этом условий усталостного разрушения роликов и пластин цепи.

Второй и третий блоки подбирают оптимальные параметры цепного контура и в целом передачи, при этом, так же, как и первый блок, не нарушая условий усталостного разрушения роликов и пластин цепи. Математический аппарат во всех расчётных блоках используется один и тот же.

Выводы. Разработан алгоритм расчёта и подбора оптимальных параметров много-массовой цепной передачи и создан программный продукт «Расчёт n-массовой цепной передачи», который учитывает потери мощности на трение в цепной передаче, подби-

TECHNICAL SCIENCES AND TECHNOLOGIES

рает её оптимальные параметры, при которых обеспечивается высокое динамическое качество, коэффициент полезного действия, срок службы, осуществляет построение цепного контура передачи и рассчитывает все необходимые данные для построения её пространственной модели.

Список использованных источников

1. *Готовцев А. А.* Проектирование цепных передач : справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1982. – 336 с.
2. *Пилипенко О. И.* Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов / О. И. Пилипенко // *Mechanika. Wydan. AGH. Tom 9, zesz. 2. Krakow, Polska, 1990.* – S. 91–97.
3. *Пилипенко О. И.* Научные основы и синтез цепных передач : дис. д-ра техн. Наук / О. И. Пилипенко. – Х. : ХГПУ, 1996. – 467 с.
4. *Oleg Pilipenko.* Synthesis of Chain Drives Based on Dynamic Methods, New Materials and Technologies. Machine Design. Monograph. Novi Sad, Serbia, 2007. – P. 307–314.
5. *Пилипенко О. І.* Комплексна автоматизація проектування ланцюгових передач / О. І. Пилипенко, А. В. Полуян // *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія. Технічні науки.* – 2012. – № 4 (61). – С. 5–15.
6. *Пилипенко О. І.* Система автоматизованого проектування ланцюгових передач / О. І. Пилипенко, А. В. Полуян // *Вісник Національного університету «Львівська політехніка».* – 2012. – № 746. – С. 51–55.
7. *Пилипенко О. І.* Втрати потужності на тертя у ланцюговому електроприводі і його коефіцієнт корисної дії / О. І. Пилипенко, А. В. Полуян // *Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія. Технічні науки.* – 2012. – № 2 (57). – С. 5–14.
8. *Свідоцтво на реєстрацію авторського права на твір № 59073 Комп'ютерна програма «Расчёт n-массовой цепной передачи» / Казимир В. В., Борисов Д. Ю., Пилипенко О. І., Полуян А. В.* – Заявлено 03.02.2015; опубл. 31.03.2015.

Пилипенко Олег Іванович – доктор технічних наук, професор, зав. секцією основ конструювання машин кафедри сварочного виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, Чернігівський національний технологічний університет (ул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14027, Україна).

Пилипенко Олег Іванович – доктор технічних наук, професор, зав. секцією основ конструювання машин кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14027, Україна).

Pilipenko Oleg – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Section Machine Design Fundamentals of Welding Production and Automatized Projecting Building Constructions Department, Chernigiv National University of Technology (95 Shevchenko Str., 14027 Chernigiv, Ukraine).

E-mail: opilip@ukr.net

Полуян Анатолій Вікторович – аспірант, Чернігівський національний технологічний університет (ул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14027, Україна).

Полуян Анатолій Вікторович – аспірант, Чернігівський національний технологічний університет (вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, 14027, Україна).

Poluyan Anatolii – PhD student, Chernigiv National University of Technology (95 Shevchenko Str., 14027 Chernigiv, Ukraine).