

Оптимизация проектирования цепных передач с зубчатой цепью

Г.В. Курапов^a, А.А. Приходько^b, Н.Н. Белина^c

Кубанский государственный технологический университет, ул. Московская, 2, Краснодар, Россия

^akurapov_georgii@mail.ru, ^bsannic92@gmail.com, ^cbelinann@mail.ru

^a<https://orcid.org/0000-0001-8101-265X>; ^b<https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>;

^c<https://orcid.org/0000-0002-0010-3910>

Статья поступила 05.09.2025, принята 21.11.2025

Цепные передачи широко распространены в машиностроительной отрасли, ежегодно более 50 миллионов новых машин и механизмов комплектуются такими передачами. Популярность применения таких передач в машиностроении приводит к увеличению кинематических, силовых и мощностных характеристик новых проектируемых машин. Одновременно с этим проявляются немаловажные осложнения при эксплуатации таких машин – это снижение надёжности и долговечности передачи при высоких нагрузках, увеличение шума при работе. Целью данного исследования является определение и решение ключевых задач оптимизации проектирования цепной передачи с зубчатой цепью как комплексной системы, так и её подсистем. Для исследования и проектирования передачи была разработана блочная математическая модель с подсистемами, которые формируют внутреннюю структуру из элементов передачи (звездочка, зубчатая цепь, второстепенные устройства). В ходе работы были записаны в виде функции зависимости для оценки воздействия большого количества погрешностей при расчётах на выходные параметры, определены пути повышения выбора работоспособных цепных передач. В качестве примера рассмотрен один из ключевых критерии оптимизации – нагрузочная способность элементов зубчатой цепи в закрытой передаче с эвольвентными звёздочками. Проанализировано влияние характеристик прочности и точности изготовления пластин и призм зубчатой цепи на передаваемую мощность при динамическом нагружении. Проведённое исследование позволяет решить несколько основных задач оптимального проектирования цепных передач с зубчатой цепью как целой системы, так и их основных подсистем. Полученные результаты, подтверждённые стендовыми испытаниями, могут быть использованы для сокращения времени при проектировании цепных передач с зубчатой цепью, использующих эвольвентные звёздочки.

Ключевые слова: цепная передача; зубчатая цепь; эвольвентная звёздочка; оптимизация; проектирование; подсистема; входные параметры; выходные параметры.

Optimization of the design of toothed chain drives

G.V. Kurapov^a, A.A. Prikhodko^b, N.N. Belina^c

Kuban State Technological University; 2, Moskovskaya St., Krasnodar, Russia

^akurapov_georgii@mail.ru, ^bsannic92@gmail.com, ^cbelinann@mail.ru

^a<https://orcid.org/0000-0001-8101-265X>; ^b<https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>;

^c<https://orcid.org/0000-0002-0010-3910>

Received 05.09.2025, accepted 21.11.2025

Chain transmissions are widespread in the machine-building industry, and more than 50 million new machines and mechanisms are equipped with such transmissions every year. The popularity of using such gears in mechanical engineering leads to an increase in the kinematic, power and capacity characteristics of new designed machines. At the same time, there are important complications in the operation of such machines, such as a decrease in the reliability and durability of transmission under high loads, and an increase in noise during operation. The purpose of this study is to identify and solve key optimization problems for the design of a chain transmission with a gear chain as an integrated system and its subsystems. To study and design the transmission, a block mathematical model has been developed with subsystems that form the internal structure of the transmission elements (sprocket, gear chain, secondary devices). In the course of the work, dependencies are recorded as a function to assess the impact of a large number of errors in calculations on output parameters, and ways to increase the choice of efficient chain gears are determined. As an example, one of the key optimization criteria is considered – the load capacity of the gear chain elements in a closed transmission with involute sprockets. The influence of the strength characteristics and manufacturing accuracy of plates and prisms of a gear chain on the transmitted power under dynamic loading is analyzed. The conducted research makes it possible to solve several basic problems of optimal design of chain gears with a gear chain as a whole system and their main subsystems. The obtained results, confirmed by bench tests, can be used to reduce the time required for designing chain drives with toothed chains using involute sprockets.

Keywords: chain gear; toothed chain; involute sprocket; optimization; design; subsystem; input parameters; output parameters.

Введение. Современные скоростные цепные передачи, оснащённые зубчатой цепью, являются распространённым техническим решением в силовых приводах автомобильной, нефтегазовой, станкостроительной

и сельскохозяйственной отраслей. Их интеграция в современное высокопроизводительное оборудование сопровождается ростом рабочих скоростей, что, в свою очередь, повышает нагрузку на компоненты цепной пе-

передачи. Ключевой проблемой, ограничивающей применение цепных передач с зубчатой цепью, остается недостаточная эксплуатационная надежность, проявляющаяся в интенсивном износе призм и неконтролируемом увеличении шага зубчатой цепи.

Широкому внедрению таких передач препятствует дефицит методик для корректного выбора и оптимизации их элементов. Конструктивно цепная передача с зубчатой цепью – это сложная инженерная система, объединяющая несколько взаимосвязанных подсистем. Её основу составляет приводная зубчатая цепь и комплект звёздочек (ведущая и ведомая), которые дополняются вспомогательными подсистемами: натяжными, смазывающими и защитными устройствами. При этом центральными и наиболее ответственными, с точки зрения нагруженности, элементами всей системы являются именно зубчатая цепь и звёздочки.

Таким образом, для повышения технического уровня и эффективности цепной передачи с зубчатой цепью необходимо целенаправленное совершенствование конструкции и технологии производства ключевых компонентов, разработка научно обоснованных методов подбора и регламентации режимов испытаний и работы [1–7].

В данной работе рассматриваются основные задачи оптимизации проектирования цепной передачи с зубчатой цепью, как комплексной системы, так и её отдельных структурных составляющих.

Основные положения. Постановка задачи.

Цепные передачи с зубчатой цепью функционируют как одна из главных составных частей силового привода любой машины. Для совершенствования методов их изучения, проектирования и последующей возможной модернизации была разработана блочная математическая модель, представленная на рис. 1. Блочные подсистемы, формирующие внутреннюю структуру, интегрированы в общую базовую математическую модель. Внешняя часть математической модели описывается как механический привод общего назначения.

Цепные передачи с зубчатой цепью как модель с её подсистемами зависят от конечных характеристик зубчатой цепи, звёздочек и вспомогательных устройств, которые изменяются от поставленных задач. Поэтому целью оптимизации проектирования передач с зубчатой цепью является выбор оптимальных выходных параметров подсистем с учётом их ограничений как по отдельности, так и в целом.

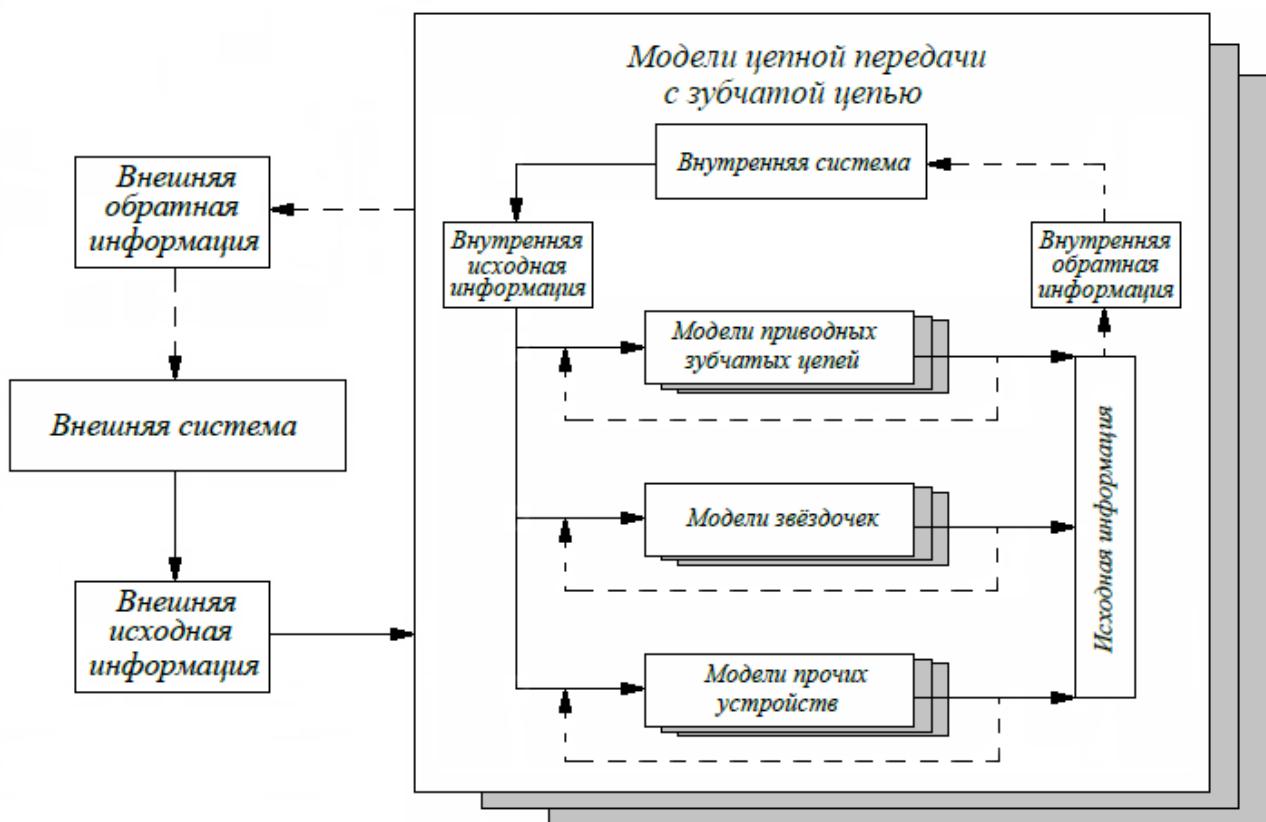


Рис. 1. Блочная математическая модель для цепной передачи с зубчатой цепью

Математическую модель запишем в виде системы:

$$\begin{cases} \text{opt } f(x) = \{f_1(x), f_2(x)\}, \\ G(x) \leq N, 0 \leq x \leq u, \end{cases} \quad (1)$$

где $\text{opt } f(x)$ – оптимальные критерии параметров передачи;

$f_1(x) = \{f_k(x), k = 1, k_1\}$ – функция максимальных критериев параметров передачи;

$f_2(x) = \{f_k(x), k = 1, k_2\}$ – функция минимальных критериев параметров передачи;

$k = k_1 \cup k_2$ – множество критериев параметров передачи.

Для разработки структурной математической модели проектирования цепной передачи с зубчатым цепью требовалось методом подбора выбирать первоначальные (входные) параметры для получения работоспособных (выходных) параметров в конце. Для этого записаны в виде функции зависимости для оценки воздействия большого количества погрешностей на выходные параметры. Также определены пути повышения выбора работоспособных цепных передач.

В исследовании [8] было подробно решена задача проектирования зубчатой цепной передачи, в которой применяются звёздочки с эвольвентным профилем зуба. Приведена методика расчёта геометрических параметров эвольвентных звёздочек, которые могут работать в приводных цепных передачах с зубчатой цепью и эффективно справляться с высокими нагрузками. А также была представлена компьютерная программа расчёта всех геометрических параметров зубьев эвольвентной звёздочки, в которой должны были вводиться входные параметры для проектируемой цепной передачи и получить в конце выходные параметры звёздочки и изображение формы зубьев для оценки работоспособности. Однако на практике входные параметры проектируемой звёздочки не соответствуют параметрам, рассчитанным на выходе.

Главная причина заключалась в том, что интервал входных параметров не позволял изготовить с помощью стандартного нарезаемого инструмента работоспособную форму зубьев звёздочек. Это обусловлено ограни-

чениями самого технологического оборудования, неоднородностью свойств материала для изготовления звёздочек, погрешностью при сборке цепной передачи и относительно невысоким контролем качества продукции.

Большое несгруппированное количество данных, которые вводятся для проектирования цепной передачи, увеличивает долю погрешностей выходных характеристик, не позволяющих применять такую цепную передачу с зубчатой цепью.

Представленная в статье математическая модель помогает оценить степень влияния каждого входного параметра, вводимого при расчётах, на получаемый результат, который может повлиять на работоспособность будущей цепной передачи.

Полученные зависимости дают возможность решать задачи анализа и приводных цепных передач. Задача анализа состоит в определении допустимых границ интервалов входных параметров, а задача синтеза – в расширении этих границ при соблюдении нормируемых выходных характеристик. Также существует возможность разработки методики контрольных испытаний, которая по значениям выходных параметров проектируемой цепной передачи позволит косвенно судить о стабильности технологического процесса.

Одним из важных компонентов проектируемой цепной передачи является звёздочка, поэтому в данной работе будет представлена математическая модель для эвольвентных звёздочек. На рис. 2 представлена структурная схема выбора параметров звёздочки для цепных передач с зубчатой цепью.

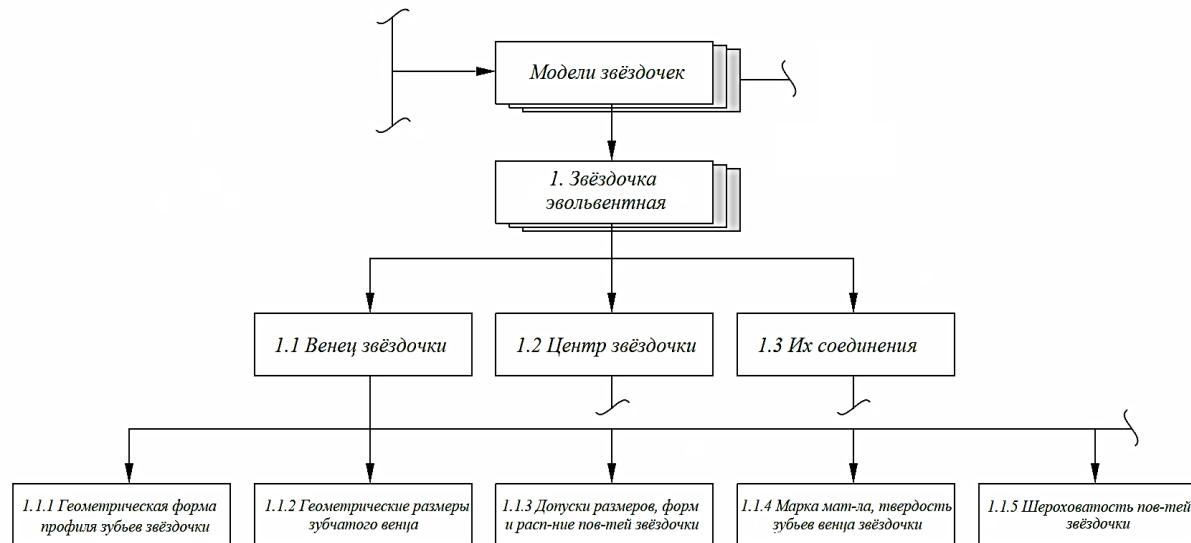


Рис. 2. Модель блоков выбора параметров проектирования эвольвентной звёздочки для цепных передач с зубчатой цепью

Рассмотрим параметры, которые потребуются для подбора и проектирования звёздочек для зубчатой цепи – это входные, промежуточные и выходные.

Вариативность входных параметров звёздочек обусловлена технологическими допусками производства, а рассеяние их выходных характеристик может быть оценено с применением методов, аналогичным представленным в научной литературе [9].

Условно можно выделить две группы, одна из которых формирует данную модель:

1. Функционально-эксплуатационные критерии. К ним относятся показатели, непосредственно характеризующие рабочее состояние и возможности передачи – коэффициент полезного действия, максимальная нагрузка или мощность, максимальная частота вращения, кинематическая точность, максимальный крутящий момент на валы и опоры, вибрационные свойства и т. д.

2. Технико-экономические критерии. Эта группа включает показатели, определяющие эффективность

применения передачи: массогабаритные характеристики передачи и её компонентов, технологическую трудоёмкость и стоимость изготовления цепи и звёздочек, общую надёжность передачи и эксплуатационные расходы.

Параметры цепной передачи в целом формируются как выходные показатели её подсистем (зубчатой цепи и звёздочек). Среди них выделяют промежуточные показатели, отражающие специфику функционирования передачи. Ключевым из таких интегральных показателей является коэффициент динамичности β , который зависит, в первую очередь, от внутренних колебательных процессов в передаче и служит обобщённой оценкой качества конструкции как цепи, так и звёздочек.

Промежуточные параметры описывают внутренние свойства составных частей звёздочки. Для венца звёздочки составными частями являются допуски на форму зуба, взаимное расположение профиля зуба с пластиной зубчатой цепи, жёсткость зубьев при контактном напряжении и при напряжении изгиба, а также ряд иных конструкторско-технологических характеристик.

Выходные параметры представляют собой критерии, позволяющие проводить сравнительный анализ различных конструкций звёздочек и оценивать их поведение в составе передачи с зубчатой цепью [10–14]. К этой категории относятся:

- коэффициент ударного взаимодействия ξ между цепью и зубом звёздочки, определяющий динамику зацепления;

- величина контактных напряжений σ в элементах передачи, рассчитываемая с учётом числа зубьев z , одновременно находящихся в зацеплении и передающих нагрузку;

- предельно допускаемое увеличение шага зубчатой цепи в процессе эксплуатации, при котором ещё сохраняется надёжное зацепление её пластин с зубьями;

- комплекс геометрических характеристик звёздочки;

- физико-механические свойства материала зубьев звёздочки;

- критерии износостойкости рабочих профилей зубьев звёздочек;

- приведённая крутильная жёсткость звёздочки;

- технологичность и себестоимость производства звёздочек и другие параметры.

Структура выбора входящих параметров звёздочки организована следующим образом: на первом уровне выбирается тип звёздочки для цепной передачи, на втором – кинематические и динамические элементы, на третьем – конструктивные элементы.

В результате параметры звёздочки обозначены следующим образом:

- блок 1.1 – венец звёздочки;
- блок 1.2 – центр звёздочки;
- блок 1.3 – их соединения (часто проектирование звёздочек выполняется единично).

К примеру, параметры изготовления венца звёздочки определяются технологией производства её деталей, к которым относятся:

- блок 1.1.1 – геометрическая форма профиля зубьев (прямолинейная, эвольвентная, криволинейная);

- блок 1.1.2 – геометрические размеры зубчатого венца, такие как шаг зуба t , ширина зуба b , высота зуба h , угол профиля α , радиус кривизны ρ и т. д.;

- блок 1.1.3 – допуски размеров, допуски формы и расположения поверхностей звёздочки;

- блок 1.1.4 – марка материала венцов и твёрдость самих зубьев;

- блок 1.1.5 – шероховатость поверхностей венца зуба звёздочки и другие параметры.

Конструкция звёздочки для зубчатой цепи характеризуется совокупностью параметров, которые можно систематизировать по их месту в процессе функционирования и проектирования.

Методика. Одним из фундаментальных критериев оптимизации при проектировании цепной передачи с зубчатой цепью является её нагружочная способность.

В качестве примера расчёта определим нагружочную способность элементов зубчатой цепи в закрытой цепной передаче с эвольвентными звёздочками, проведённую на испытательном стенде [15, 16] по следующим исходным данным, приведённым в табл. 1.

Таблица 1. Параметры исследуемой цепной передачи с зубчатой цепью

Наименование параметра	Числовое значение параметра
Частота вращения ведущего вала испытываемой передачи (n_1), об/мин	1000
Количество зубьев ведущей звёздочки (z_1)	23
Количество зубьев ведомой звёздочки (z_2)	23
Максимальная мощность электродвигателя (N_{max}), кВт	30
Шаг зубчатой цепи ГОСТ 13552-81 (t_0), мм	19,05

Под нагрузкой принято считать передаваемую мощность P_{pl} при определенной частоте вращения n_1 малой (ведущей) звёздочки ($P_{n_1} = \frac{P}{n_1}$). Для закрытых передач с зубчатой цепью, являющихся объектом данного исследования, допустимая величина P обусловлена сопротивлением усталости деталей зубчатой цепи, а именно её пластин и призм.

На рис. 3 изображена нагружочная способность исследуемой передачи, описываемой через мощность по пластинам и призмам зубчатой цепи, представленная в следующем виде:

$$[P_{pl}] = [P_{pl}]_T - \Delta P_{pl}; \quad (2)$$

$$[P_{np}] = [P_{np}]_T - \Delta P_{np}. \quad (3)$$

где $[P_{pl}]$ и $[P_{np}]$ – рассчитываемые мощности пластин и призм зубчатой цепи; $[P_{pl}]_T$, $[P_{np}]_T$ – теоретически возможные допустимые мощности, обусловленные сопротивлением усталости соответственно пластины и призмы зубчатой цепи без учёта влияния на неё динамических нагрузок; ΔP_{pl} , ΔP_{np} – потеря нагружочной способности зубчатой цепи, вызванная действием динамической нагрузки на соответственно пластину и призму зубчатой цепи.

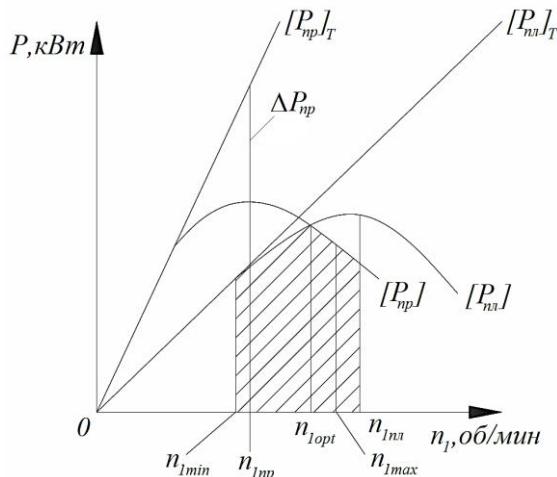


Рис. 3. Нагрузочная способность исследуемой закрытой цепной передачи с зубчатой цепью

Как видно на рис. 3, при одной и той же частоте n_1 ведущей звёздочки цепной передачи с зубчатой цепью удовлетворяется следующее условие:

$$\Delta P_{\text{пр}} = \Delta P_{\text{пл}} \quad (4)$$

Этот факт объясняется тем, что сила ударов, оказываемых существенное влияние на работоспособное состояние зубчатой цепи в цепных передачах [9–13], непосредственно воспринимается призмами цепи, а на пластины передается только часть этой нагрузки.

Результаты исследования напряженно-деформированного состояния деталей приводных зубчатых цепей [7, 8] свидетельствуют о том, что коэффициенты запаса прочности у призм выше, чем у пластин. Поэтому при равных прочих условиях:

$$[P_{\text{пр}}]_T = [P_{\text{пл}}]_T \quad (5)$$

На основании анализа уравнений (4) и (5) установлено, что частоты вращения ведущей звёздочки $n_{1\text{пр}}$ и $n_{1\text{пл}}$, соответствующие экстремальным значениям допускаемой нагрузки для призм $[P_{\text{пр}}]$ и пластин $[P_{\text{пл}}]$, не совпадают, причём $n_{1\text{пр}} < n_{1\text{пл}}$ (см. рис. 3).

Из этого следует, что оптимальные параметры передачи, обеспечивающие её максимальную нагрузочную способность, определяются точкой пересечения графиков функций $[P_{\text{пр}}] = f(n_1)$ и $[P_{\text{пл}}] = f(n_1)$. Данной точке соответствует оптимальная частота вращения $n_{1\text{opt}}$. Эксплуатационный диапазон частот ведущей звёздочки ограничен значениями $n_{1\text{min}} \leq n_1 \leq n_{1\text{max}}$. В поддиапазоне от $n_{1\text{min}}$ до $n_{1\text{opt}}$ нагрузочная способность передачи лимитируется прочностью пластин, тогда как в интервале от $n_{1\text{opt}}$ до $n_{1\text{max}}$ – прочностью призм.

На рис. 3 рабочий диапазон допустимой мощности, заключённый в интервале $[P]_{\text{min}} \leq [P] \leq [P]_{\text{max}}$, отображен в виде заштрихованной области, соответствующей интервалу частот от $n_{1\text{min}}$ до $n_{1\text{max}}$. Характер зависимости $[P] = f(n_1)$ в пределах указанной зоны согласуется с экспериментальными данными, полученными на испытательных стендах [15, 16], которые легли в основу соответствующего государственного стандарта для приводных зубчатых цепей.

Очевидно, что одна из задач оптимизации проектирования цепных передач с зубчатой цепью сводится к максимизации допускаемой мощности цепной передачи. Это возможно проводить двумя принципиально различными направлениями – либо повышением теоретически возможной допустимой мощности, обусловленные сопротивлением усталости пластин $[P_{\text{пл}}]_T$ и призм $[P_{\text{пр}}]_T$ зубчатой цепи без учёта влияния на неё динамических нагрузок, либо снижением потери нагрузочной способности зубчатой цепи, вызванной действием динамической нагрузки на соответственно пластину $\Delta P_{\text{пл}}$ и призму $\Delta P_{\text{пр}}$ зубчатой цепи.

Первое из указанных направлений сводится к повышению уровня выходных показателей зубчатой цепи и звёздочек. Тогда в процессе оптимизации конструкции этих изделий в число основных целевых функций следует включать вероятность R выпуска зубчатой цепи и звёздочек с требуемым уровнем выходных характеристик – это показатели прочности и точности. Применительно к приводным зубчатым цепям этого можно достичь путем выбора оптимальных характеристик, что может снизить уровень шума цепной передачи с зубчатой цепью [17–20]:

- ужесточение допуска на размеры, форму и расположение поверхностей деталей;
- введение новых операций в технологический процесс, включая наиболее эффективные виды упрочняющей технологии;
- повышение точности технологического оборудования и точности контролируемых операций в процессе производства зубчатых цепей;
- модернизация конструкции цепной передачи с зубчатой цепью.

Учитывая наличие корреляционной связи между характеристиками прочности и точности зубчатой цепи, расчёт вероятности R выпуска продукции требуемого качества предполагает интегрирование совместной функции плотности распределения выходных параметров по области, определяемой входными переменными. При этом вероятностная модель должна учитывать не только математические ожидания и дисперсии случайных величин, но и матрицу их парных корреляций.

Реализация указанных возможностей повышения нагрузочной способности приводных зубчатых цепей связана с дополнительными материальными затратами, которые должны быть включены в математическую модель (1) в качестве одного из важных критериев оптимизации [21, 22]. Тогда в процессе проектирования возникает ряд оптимизационных задач, решение которых может быть выполнено при условиях внедрения изменений в стандарт профиля зубьев звёздочек для цепных передач с зубчатой цепью.

Заключение. В результате проведённого анализа можно сформулировать ряд фундаментальных задач, связанных с оптимальным проектированием высокоскоростных цепных передач как сложных систем, а также их основных компонентов – приводных зубчатых цепей и звёздочек.

С увеличением допускаемой мощности, вызванным сопротивлением усталости пластин и призм зубчатой цепи $[P_{\text{пл}}]_T$, $[P_{\text{пр}}]_T$ в результате повышения точности

приводных зубчатых цепей и применения эвольвентных звёздочек одновременно обеспечивается снижение потери нагрузочной способности зубчатой цепи, вызванное действием динамической нагрузки на пластины и призмы в зубчатой цепи $\Delta P_{\text{пл}}$, $\Delta P_{\text{пр}}$.

Другой реальный путь снижения потери нагрузочной способности зубчатой цепи – это модернизация конструкции приводных зубчатых цепей и применение эвольвентных звёздочек (их структурная оптимизация). При этом в качестве целевых функций могут быть использованы:

– один из критериев кинематической точности цепной передачи с зубчатой цепью (мгновенное передаточное отношение и его изменения в процессе эксплуатации);

Литература

- Бережной С.Б., Война А.А., Курапов Г.В. Особенности расчета и проектирования зубчатых цепных передач. // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). КубГТУ, Краснодар. – 2014. – № 3. – С. 68–75. <https://id-yug.com/index.php/ru/ntt/arhiv/2014/3-2014>.
- Cheng Y, Yin S, Meng C, Wang X, Liu H. Design and analysis of engine timing silent chain system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C. – 2015. – № 230(13): 2225-2234. <https://doi.org/10.1177/0954406215590643>.
- Meng F. Z., Li B. L., Lv X. Design of automotive engine timing silent chain system // J Harbin Inst Technol. – 2009. – Т. 41. – С. 121–124.
- Cheng Y., Chen L., Ge P., Chen X., & Niu, J. (2020). Design and optimization of dual-phase chain transmission system based on single tooth chain plate. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 51(2), 899–913. <https://doi.org/10.1080/15397734.2020.1856683>.
- Calì M., Sequenzia G., Oliveri S.M. et al. Meshing angles evaluation of silent chain drive by numerical analysis and experimental test. Meccanica 51, 475–489 (2016). <https://doi.org/10.1007/s11012-015-0230-0>.
- Lodge C.J., & Burgess S.C. (2004). An investigation into the selection of optimum chain and sprocket size. Journal of Engineering Design, 15(6), 563–580. <https://doi.org/10.1080/09544820410001731128>.
- Su W.Y. and Wu Y. Design optimization of a rocker-joint silent chain and sprocket drive based on the mesh performance indices. Applied Mechanics and Materials. –2012. –№ 197. – P. 104–109. – URL: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.197.104>
- Курапов Г.В. Исследование работоспособности цепной передачи с зубчатой цепью и эвольвентными звёздочками : диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук – Ростов-на-Дону. – 2019. – 173 с.
- Серёгин А.А., Глечикова Н.А., Семенцов М.Н. «Повышение надежности приводных пластинчатых цепей резервированием» Вестник аграрной науки Дона. – Ростов-на-Дону. – Т.4, – № 48, – 2019, – С. 5-12.
- Бережной С.Б., Война А.А., Курапов Г.В. Анализ ударной стойкости цепи в зависимости от профиля зуба звёздочки // Политехнический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) – Краснодар. 2015. – № 03(107). – С. 98. URL: <http://ej.kubagro.ru/2015/03/pdf/98.pdf>
- Dong C. et al. 58799 Dynamic Simulation and Analysis of Automotive Engine's Timing Silent Chain System (Multibody System Analysis) // The Proceedings of the Asian Conference on Multibody Dynamics 2010.5. – The Japan Society of Mechanical Engineers, 2010. – С. _58799-1_–58799-7.
- Feng Z. M., Li J. L., & Liu G. W. (2013). Dynamic analysis of silent chain drive system for hybrid car. Advanced Materials Research, 694-697, 84-89. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.694-697.84>
- Sun W., Liu X., Liu J. Inside and outside flank alternate meshing silent chain and experimental evaluation of dynamic performance // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2012. – Т. 4. – №. 7. – С. 851–855.
- XUE Y., WANG Y., Wang X. Engagement theory of silent chain mechanism with involute tooth profile // Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition). – 2007. – Т. 28. – №. 2. – С. 104–107.
- Бережной С.Б., Война А.А., Курапов Г.В. Экспериментальные исследования цепных передач // XXVI Международная Инновационно-ориентированная конференция молодых учёных и студентов МИКМУС-2014 : Труды конференции. (Москва, 17–19 декабря 2014 года) Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. – М. – 2015. – С. 389–394.
- Бережной С.Б., Пунтус А.В., Мевша Н.В., Война А.А., Курапов Г.В. Стенд для испытания цепных передач // Патент РФ на полезную модель № 147242. Бюл. № 30.
- Курапов, Г.В., Бережной С.Б. Шумовые характеристики передачи с зубчатой цепью и эвольвентными звёздочками // СТИН. – 2021. – № 10. – С. 7–9.
- Cheng Y. et al. Study on vibration and noise characteristics of rounded-jointed silent chain system // Noise Control Engineering Journal. – 2018. – Т. 66. – №. 4. – С. 290–297. <https://doi.org/10.3397/1/376625>.
- Pan M., and Shieh T. (November 26, 2002). "Design Modification for Reducing Silent Chain Annoying Noise". ASME. J. Mech. Des. December 2002; 124(4): 822–827. <https://doi.org/10.1115/1.1485093>.
- Zhang W. An analysis on vibration of moving silent chain by multi-body dynamics // International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. – 2005. – Т. 47438. – С. 1707–1712. <https://doi.org/10.1115/DETC2005-85311>.
- Сергеев С.А., Трубников В.Н., Боев С.Г. Напряженно-деформированное состояние элементов приводных цепей. Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – № 1. – С. 31–39.
- Каменев С.В., Лапынина М.Ю., Фот А.П., Чепасов В.И. Напряжённо-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей // Вестник ОГУ. – 2014. – № 1. – С. 162.

References

- Berezhnoy S.B., Voina A.A., Kurapov G.V. Features of calculation and design of toothed chain transmissions. Nauka. Technologies. Technologies (polytechnic bulletin). KubGTU, – Krasnodar. – 2014. – № 3 – P. 68–75. <https://id-yug.com/index.php/ru/ntt/arhiv/2014/3-2014>;

2. Cheng Y., Yin S., Meng C., Wang X., Liu H. Design and analysis of engine timing silent chain system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C. – 2015. – № 230(13): 2225-2234. <https://doi.org/10.1177/0954406215590643>.
3. Meng F. Z., Li B. L., Lv X. Design of automotive engine timing silent chain system // J Harbin Inst Technol. – 2009. – T. 41. – C. 121–124.
4. Cheng Y., Chen L., Ge P., Chen X., & Niu J. (2020). Design and optimization of dual-phase chain transmission system based on single tooth chain plate. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 51(2), 899–913. <https://doi.org/10.1080/15397734.2020.1856683>.
5. Cali M., Sequenzia G., Oliveri S.M. et al. Meshing angles evaluation of silent chain drive by numerical analysis and experimental test. Meccanica 51, 475–489 (2016). <https://doi.org/10.1007/s11012-015-0230-0>.
6. Lodge, C. J., & Burgess, S. C. (2004). An investigation into the selection of optimum chain and sprocket size. Journal of Engineering Design, 15(6), 563–580. <https://doi.org/10.1080/09544820410001731128>.
7. Su W.Y. and Wu Y. (2012). Design optimization of a rocker-joint silent chain and sprocket drive based on the mesh performance indices. Applied Mechanics and Materials, – 2012. – №197. – P. 104–109. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.197.104>.
8. Kurapov G.V. Research of serviceability of the chain transmission with a toothed chain and involute sprockets : dissertation for a thesis for a doctoral degree in mechanical engineering. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. – Rostov-on-Don, – 2019. – 173 p.
9. Seryogin A.A., Glechikova N.A., Sementsov M.N., "Increasing the reliability of drive plate chains by redundancy" // Vestnik agrarnoi nauki Don. – Vol. 4. – № 48. – 2019. – P. 5–12.
10. Berezhnoy S.B., Voina A.A., Kurapov G.V. Analysis of the chain impact resistance depending on the sprocket tooth profile // Polythematic network electronic scientific journal of Kuban State Agrarian University (Scientific journal of KubGAU). – Krasnodar. – 2015. – №03(107). – P. 98. <http://ej.kubagro.ru/2015/03/pdf/98.pdf>.
11. Dong C. et al. 58799 Dynamic Simulation and Analysis of Automotive Engine's Timing Silent Chain System (Multibody System Analysis) // The Proceedings of the Asian Conference on Multibody Dynamics 2010.5. – The Japan Society of Mechanical Engineers, 2010. – C. _58799-1_–58799-7.
12. Feng Z. M., Li J. L., & Liu G. W. (2013). Dynamic analysis of silent chain drive system for hybrid car. Advanced Materials Research, 694-697, 84–89. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.694-697.84>
13. Sun W., Liu X., Liu J. Inside and outside flank alternate meshing silent chain and experimental evaluation of dynamic performance // Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology. – 2012. – T. 4. – №. 7. – C. 851–855.
14. Xue Y., Wang Y., Wang X. Engagement theory of silent chain mechanism with involute tooth profile // Journal of Jiangsu University (Natural Science Edition). – 2007. – T. 28. – № 2. – C. 104–107.
15. Berezhnoy S.B., Voina A.A., Kurapov G.V. Experimental studies of chain gears // XXVI International Innovation-oriented Conference of Young Scientists and Students MIKMUS-2014 : Proceedings of the Conference. (Moscow, December 17–19, 2014) Institute of Mechanical Engineering named after A.A. Blagonravov. RAS. – Moscow, – 2015. – P. 389–94.
16. Berezhnoy S.B., Puntus A.V., Mevsha N.V., Voina A.A., Kurapov G.V. Bench for testing chain gears // Utility model patent Russian Federation No. 147242. Bul. № 30.
17. Kurapov G.V., Berezhnoy S.B. Noise characteristics of the transmission with a toothed chain and involute sprockets // STIN. – 2021. – № 10. – P. 7–9.
18. Cheng Y. et al. Study on vibration and noise characteristics of rounded-jointed silent chain system // Noise Control Engineering Journal. – 2018. – T. 66. – №. 4. – C. 290–297. <https://doi.org/10.3397/1/376625>.
19. Pan M., and Shieh T. (November 26, 2002). 2Design Modification for Reducing Silent Chain Annoying Noise». ASME. J. Mech. Des. December 2002; 124(4): 822–827. <https://doi.org/10.1115/1.1485093>.
20. Zhang W. An analysis on vibration of moving silent chain by multi-body dynamics // International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. – 2005. – T. 47438. – C. 1707–1712. <https://doi.org/10.1115/DETC2005-85311>.
21. Sergeev S.A., Trubnikov V.N., & Boev S.G.. Stress-strain state of elements of drive chains. Vestnik Kursk State Agricultural Academy, – 2017. – № 1. – P. 31–39.
22. Kamenev S.V., Lapynina M.Yu., Fot A.P., Chepasov V.I. Stress-strain state of the plates of the links of the drive roller chains // Vestnik OGU. – 2014. – № 1. – P. 162.