

Oleg Litvinov*

К ВОПРОСУ О КОНСТРУКЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

Аннотация. В работе раскрыты причины недостаточной надежности многих используемых механизмов, обоснована необходимость конструирования статически определимых самоустанавливающихся механизмов, предложена методика определения лишних, дублирующих связей, рассмотрен пример реконструкции известного механизма – привода режущего аппарата жатки.

Ключевые слова: механизм, дублирующая связь, статическая определимость, механическая система, структурный анализ, надежность, синтез механизмов.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из главных направлений технического прогресса, вытекающим из задачи значительного повышения производительности труда, является направление, связанное с повышением уровня интенсификации технологических процессов, что ведет к существенному форсированию режима работы машин, как по скоростям протекания, так и по силовым воздействиям, требует разработки и внедрения конструктивных и технологических решений, качественно и принципиально отличных от традиционных схем.

Повышение рабочих скоростей машин неизбежно сопровождается пропорциональным увеличением мощностей приводных двигателей, их масс и, как следствие, значительным ужесточением режимов в силовых линиях машин, возрастанием динамических нагрузок в механических системах, что без применения специальных мер ведет к снижению эксплуатационной надежности механизмов и машин, составляющих агрегат.

АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ

Следует отметить, что при создании новых машин не всегда используются принципиально новые конструктивные и технологические решения. Увеличение

* Oleg Litvinov, Sc. Dr. Eng, National Agrarian University of Ukraine, Kyiv

производительности при этом достигается не путем применения более совершенных и менее энергоемких технологических процессов или реализации новых разработок вне рамок традиционно сложившихся схем, а за счет непосредственного форсирования режима или параллельного включения дополнительных рабочих органов обычной конструкции.

Приобретение такой машиной нового качества – более высокого уровня производительности – ведет в такой постановке вопроса к росту динамических нагрузок, пропорциональных квадрату угловой скорости, а также к усложнению кинематических и компоновочных схем механизмов, что в обоих случаях вызывает снижение надежности.

Усложнение создаваемых машин и механизмов, возрастание требований, предъявляемых к качеству их функционирования при одновременно существующих противоречивых тенденциях – интенсификация технологических процессов и снижение металлоемкости изделия – вызывает необходимость поиска целесообразных путей повышения надежности, а также усиления внимания к этому делу со стороны исследователей и разработчиков.

Недостаточная результативность работ по повышению надежности в этом аспекте дает основания подвергнуть сомнению целесообразность применяемых методов и сделать попытку, опираясь на материалы исследований и разработок, рассмотреть вопрос, применяя иные концепции, акцентируя внимание на анализе силовых факторов, структурной организации механических систем, выявлении доминирующих источников возбуждения и распознавании эффектов их проявления, изыскания путей снятия или локализации динамических процессов.

ПРИЧИНЫ НЕДОСТАТОЧНОЙ НАДЕЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

Исследования показывают, что на формирование дополнительных нетехнологических нагрузок в звеньях механизмов оказывает самое существенное влияние структурная организация механических систем. Создание энергонасыщенных рабочих машин и мощных энергетических средств, интенсификация технологических процессов, высокий уровень насыщения энергией движущихся масс остро ставит вопросы развития методов структурного анализа и синтеза механизмов.

Если ранее ошибки структурного синтеза, погрешности изготовления или перекосы, связанные с деформативностью рам мобильных машин, компенсировались за счет увеличения зазоров в кинематических парах, то при повышении рабочих скоростей машин такой путь неприемлем в связи с серьезными последствиями соударений, неизбежно сопровождающих работу механизмов при перекладке зазоров.

Правильный структурный синтез сложных схем, состоящих из различных передаточных механизмов, дает возможность конструировать статически определимые системы без лишних связей, что является для большинства механизмов наиболее приемлемым с точки зрения надежности, поскольку введение самой жесткой системы допусков на изготовление и сборку не гарантируют абсолютного совпадения размеров.

Главным вопросом структуры в науке о механизмах является учение о связях и подвижностях. Именно механические связи имеют не только реальный физический смысл, но и могут быть описаны аналитически.

Известно, что условия связи реально реализуются через соответствующие силы реакций или реактивные моменты, налагающие ограничения на относительные линейные или угловые перемещения звеньев, соединенных в кинематические пары, что в полной мере определяется геометрией элементов последних.

Формирование кинематической пары сопровождается исключением из общего возможного числа степеней свободы, которым обладают два звена, тех, которые обусловлены используемым элементом пары. То же число степеней свободы, на которое оказалось не наложенным ограничение после замыкания механической цепи, будет степенью ее подвижности.

Однако следует отметить, что подвижность может быть основная, функциональная, определяющая кинематику механизма, с помощью которой осуществляется заданный закон движения, и избыточная, лишняя, местная, обусловленная условиями соединения данного звена с другими звеньями.

Структурный анализ механизма сводится к исследованию системы с точки зрения наличия числа геометрических и кинематических связей, а также их характера. Образование любой замкнутой механической системы сопровождается наложением связей. При этом может возникнуть ситуация, при которой некоторые связи окажутся повторяющимися, избыточными, лишними. Они дублируют ограничения, уже наложенные другими связями, вызывая тем самым статическую неопределимость или увеличивая ее порядок, если она уже имеет место. Характеризуясь тождественными уравнениями, лишние связи не влияют на кинематику механизма, и их устранение не увеличивает функциональной подвижности.

Присутствие лишних связей требует точного выполнения размеров звеньев. Их число означает число размеров, требующих точного исполнения, поэтому погрешности изготовления элементов механизма могут вызывать натяги, деформации в системе и, следовательно, дополнительные напряжения в звеньях и нагрузки, ничего общего не имеющие с полезными сопротивлениями при осуществлении реального технологического процесса.

Величина деформации определяется не только свойствами материалов контактирующих тел, но и их геометрией, характером приложения сил. От величины деформации в статически неопределимой системе зависят величины передаваемых сил, для определения которых необходимо вводить дополнительные уравнения совместных деформаций.

С целью компенсации погрешностей изготовления в механизмы с лишними связями вводятся зазоры, а вместе с ними появляются удары при их перекладке, повышенные удельные давления, прогрессирующие износы, а зачастую и аварийные поломки. Таким образом, лишние связи в механизмах создают дополнительное нагружение звеньев, увеличивают износ, понижают коэффициент полезного действия, снижают эксплуатационную надежность, затрудняют монтаж и демонтаж деталей.

Особенно вредны лишние связи для многочисленных типов мобильных машин (сельскохозяйственные, транспортные и др.), которые по условиям работы и особенностям конструкции имеют нежесткие, легкие рамы, деформируемые при

движении по неровностям рельефа почвы или дорожного полотна под воздействием гравитационных нагрузок.

В данных обстоятельствах неизбежны относительные смещения отдельных опорных элементов механизма, нарушающие положение осевых линий валов, что часто приводит к защемлениям, ослаблению креплений опорных узлов, вызывает иногда вибрационные процессы и динамический характер нагружения. Следовательно, степень влияния лишних связей на работу механизма зависит от взаимного положения звеньев, возрастая, например, при суммировании по знаку погрешностей изготовления или значительных отклонениях опор при деформации основания. Величины усилий в данных обстоятельствах могут достигать значений, исключающих работоспособность механизма. Кроме того, надежность работы существенно снижается из-за ярко выраженной цикличности нагрузок не только по модулю, но и по знаку, способствуя накоплению усталостных повреждений в материале звеньев. Единственно возможный выход из данных обстоятельств заключается в создании механизмов, индифферентных к деформациям основания.

В связи с этим совершенно естественным является стремление избавиться от лишних связей, проектируя статические определяемые механизмы, в которых снижается влияние погрешностей изготовления, деформации базовых поверхностей в связи с условиями работы.

При этом можно ожидать уменьшения технологических затрат в связи с использованием широкой системы допусков, обеспечивая условия непринужденной сборки механизма, повышения уровня эксплуатационной надежности при пониженном трении и износе, исключения защемлений и увеличения коэффициента полезного действия за счет роста доли полезного сопротивления в общем балансе энергетических затрат.

О СТРУКТУРНОМ СИНТЕЗЕ МЕХАНИЗМОВ

Метод создания статически определяемых механизмов для преобладающего числа механических систем [Кожевников 1986] является наиболее приемлемым с точки зрения надежности, поскольку введение даже самой жесткой системы допусков на изготовление и сборку не гарантирует абсолютного совпадения размеров, вследствие чего всегда возможно появление дополнительных напряжений в звеньях, не учитываемых при расчетах на прочность. Наличие дублирующих связей – это введение в размерную цепь дополнительных линейных и угловых параметров, нуждающихся в строгом согласовании. Поэтому создание механизмов без лишних, дублирующих связей является важнейшей задачей проектирования. Анализ связей уже на стадии проектирования должен стать обязательным правилом. Именно в этом аспекте следует рассматривать вопрос о показателях качества конструкции и уровня технологичности ее изготовления.

Основной задачей структурного анализа является определение числа и физического смысла лишних связей, характеризующих качество конструкции.

Известно, что любой реальный механизм является трехмерным объектом с пространственной системой расположения приложенных сил, а часто применяемый искусственный прием приведения механизма к плоской системе не может отражать действительные условия его работы и для структурного анализа

неприемлем. Только учитывая эту особенность, можно провести структурный анализ в корректной постановке.

Выявление степени статической неопределимости одноконтурных механизмов представляет несложную задачу. Для многоконтурных систем с комбинацией последовательно и параллельно соединенных звеньев эта задача усложняется. Задача решается с использованием идей выдающегося механика А.П. Малышева. Всякое абсолютно твердое тело в пространстве обладает шестью степенями свободы, поскольку его положение определяется тремя линейными и тремя угловыми координатами (например, углы Эйлера: углы прецессии, нутации и собственного вращения). Система тел, соединенных в механизм, состоящая из $(n+1)$ звеньев, будет располагать, естественно, $6(n+1)$ степенями свободы.

Введение кинематических пар между звеньями механизма накладывает ограничения, определяемые условиями связи. Разность между числом степеней свободы и налагаемых связей определяет степень свободы системы.

$$W' = 6(n+1) - \sum_{k=1}^n kP_k, \quad (1)$$

где: P_k – число кинематических пар k -того класса.

При введении лишних, дублирующих связей, будем иметь

$$W' = 6(n+1) - \left(\sum_{k=1}^n kP_k - q \right). \quad (2)$$

Располагая систему координат на стойке механизма и учитывая условия фиксации положения этого звена

$$W = W' - 6 \cdot 1, \quad (3)$$

получаем степень подвижности механизма.

После преобразования имеем

$$W = 6n - \sum_{k=1}^n kP_k + q, \quad (4)$$

где: n – число подвижных звеньев механизма.

Данное уравнение содержит два неизвестных параметра: степень подвижности W и число лишних связей q . Поскольку нас интересует число лишних дублирующих связей q , то степень подвижности механизма можно определить косвенными методами, среди которых наиболее простым является метод непосредственных перемещений. Окончательно будем иметь

$$q = W - G_n - \sum_{n=1}^n kP_k. \quad (5)$$

Приведем в качестве примера структурный анализ привода режущего аппарата жатки (рис. 1).

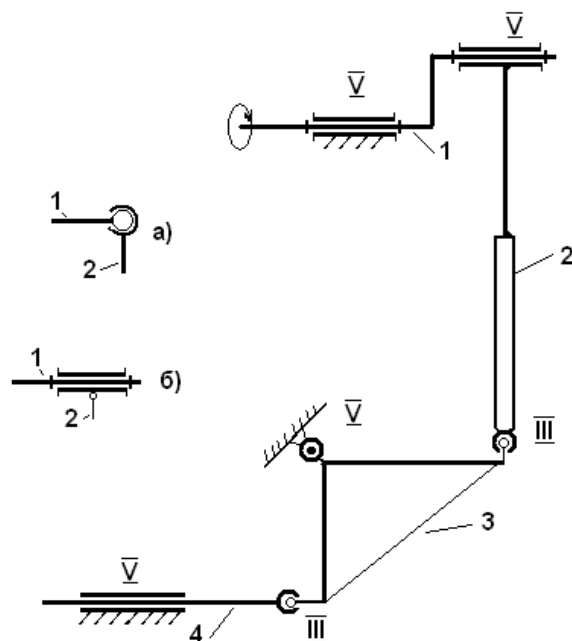


Рис. 1. Схема пятизвенного механизма привода жатки

Fig. 1. A draft of a five-link harvester driving mechanism

В данном исполнении это пятизвенный пространственный механизм, образованный из шарнирного четырехзвенника 1 – 2 – 3 присоединением плоской кинематической группы 3 – 4. Исходя из принятой системы кинематических пар, степень подвижности механизма равна единице: любому заданному угловому перемещению ведущего звена 1 (кривошип), соответствует строго определенное перемещение ведомого звена – 4 (нож). Это основная, функциональная подвижность, местных подвижностей звенья механизма не имеют.

Определим степень статической неопределимости механизма (число лишних связей), записав формулу (1) в развернутом виде

$$q = W - 6 \cdot n + 5 \cdot P_5 + 4 \cdot P_4 + 3 \cdot P_3 + 2 \cdot P_2 + P_1; \quad (6)$$

$$q = 1 - 6 \cdot 4 + 5 \cdot 4 + 3 \cdot 2 = 3;$$

где: $P_5 = 4$; $P_3 = 2$ – количество кинематических пар 5 и 3 классов механизма.

Следовательно, число лишних связей, внесенных конструктивным решением в структуру механизма, равно 3. Поскольку это двухконтурный механизм, то для определения места лишних связей применим метод поконтурного разделения системы. Расчленим кинематическую цепь на две простых – четырехзвенник и плоскую группу 3–4. Проведя аналогичный расчет для первого и второго контуров, устанавливаем, что степень статической неопределимости четырехзвенника равна единице, а плоской группы – 2.

Как отмечено ранее, степень статической неопределимости плоской кинематической группы (3 – 4) равна 2. Появление этих лишних связей вызывается тем, что к коромыслу 3, однозначно ориентированному в пространстве с помощью пары V класса, присоединен нож, имеющий также в своих направляющих одну собственную подвижность или пять ограничений движения в пространстве. Введение между ними сферичной пары 3 класса устраняет три лишние связи, а две при этом остаются.

Первая – отсутствие возможности поперечного линейного перемещения ножа, реализуемая за счет прогиба его спинки.

Вторая – невозможность вертикального перемещения. Эта связь пассивна при точном расположении оси коромысла и активизируется при ее перекосе, вызываемом погрешностью изготовления (сварки корпуса подшипника), способствуя износу горизонтальных плоскостей направляющих и увеличивая силы трения.

Устранение указанных лишних связей возможно путем введения дополнительного звена, присоединенного парой IV класса (сферический шарнир с пальцем, ограничивающий поворот вокруг продольной горизонтальной оси с целью ликвидации местной подвижности).

ВЫВОДЫ

Таким образом, прогресс в конструировании механизмов и машин в значительной степени связан с существенным снижением показателей статической неопределимости механических систем. Механизмы без лишних связей нечувствительны к деформациям оснований, изготовление их дешевле, сборка легче. Контактные поверхности нагружаются равномерно, обкатка, по-существу, не требуется. Звенья механизмов самоустанавливаются, выдерживать точные метрические соотношения не обязательно.

ЛИТЕРАТУРА

Кожевников С.Н. 1986: Основания структурного синтеза механизмов. Техника, 324 с.

TOWARDS A QUESTION OF CONSTRUCTIONAL RELIABILITY OF MECHANISMS

Summary. The reasons of insufficient reliability of many used mechanisms are defined, necessity of design of statically definable self-aligning mechanisms is justified, the technique of definition of superfluous, doubling links is offered, the instance of redesign of the known mechanism - a drive of a reaper cutting apparatus surveyed.

Key words: mechanism, doubling link, static definability, mechanical system, structural analysis, reliability, synthesis of mechanisms.

Reviewer: Volodymir Bulgakov, Prof. D. Sc.