

УДК 681.585

Е.И. Дьяченко, eugene.mechatronics@gmail.com
Институт машиноведения и автоматизации НАН КР

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКОГО МАСШТАБИЗАТОРА

В данной статье были проанализированы основные конструктивные параметры механического масштабизатора, который может быть использован в широком спектре измерительных устройств, определяющих какие-либо изменения геометрии, будь то диаметр, деформации и прочее. Механический масштабизатор интересен главным образом тем, что он представляет собой механизм с гибкими связями, что несет за собой ряд преимуществ, таких как принципиальное исключение кинематического зазора в кинематических парах, упрощение конструкции, повышение надежности, прочее. В статье описывается методика расчета данного масштабизатора, также приводятся результаты анализа этих параметров.

Ключевые слова: датчик, сенсор, измерительное устройство, перемещение, деформация, упругие связи, волочение, масштабизатор, сигнал

Введение

В работах [1, 2] были исследованы возможности управления параметрами технологического процесса волочения. В этой работе внимание сфокусировано непосредственно на управляющем оборудовании, а именно на масштабирующем элементе датчиков диаметра проволоки. Диаметр проволоки, а также связанные с ним побочные величины, например, такие, как постоянные или периодические изменения диаметра, являются важнейшим параметром, который подлежит контролю. Данное решение актуально как для систем непрерывного контроля параметров проволоки в процессе волочения, так и для статических исследований.

Особенности процесса волочения обуславливают необходимость минимизации остановок технологического цикла. Любая пауза не только снижает производительность, но и существенно повышает риск обрыва заготовки. Это связано с возникновением пиковых нагрузок в момент пуска, которые могут превышать предел прочности материала, а также с возможной рассинхронизацией работы волочильных барабанов.

Кроме того, эксплуатация рабочего инструмента (волоки) протекает в условиях экстремальных давлений и температур, что ведет к его интенсивному износу. Несмотря на использование высокопрочных твердых сплавов, замена волок может требоваться достаточно часто — вплоть до одного раза в смену. Периодичность замены варьируется в зависимости от физико-механических свойств обрабатываемого материала, диаметра проволоки и конкретных режимов обработки.

В условиях жестких требований к производительности и необходимости прецизионного контроля состояния инструмента непрерывный мониторинг диаметра и овальности проволоки становится обязательным. Несмотря на свои преимущества, бесконтактные методы измерения применяются ограниченно из-за высоких скоростей протяжки и интенсивных вибраций. В таких условиях предпочтительным остается контактный метод, т.к. предусматривает физический контакт непосредственно с объектом контроля и позволяет получить более детальную и точную информацию о состояниях его физико-механических параметров.

На рынке представлен широкий спектр контактных датчиков различного ценового диапазона и классов точности. Очевидно, что высокая разрешающая способность таких датчиков позволяет точнее оценивать износ волоки. Это особенно критично для продукции малого сечения: если для проволоки диаметром 3 мм отклонение в 0,01 мм находится в пределах допуска, то для медной проволоки диаметром 0,5 мм с повышенными требованиями к точности подобное изменение является катастрофическим.

Высокоточные контактные датчики, как правило, отличаются более высокой стоимостью, которая обусловлена их надежностью и стабильностью работы в агрессивной среде (температурные колебания, запыленность, вибрации). Ресурс контактных устройств

достаточно велик, однако возможны отказы передаточных механизмов (особенно у головок часового типа), износ измерительных поверхностей, требующих перекалибровки, а также поломки функциональных узлов из-за резонансных явлений при совпадении частот вибрации оборудования с собственными частотами элементов датчика.

Разрабатываемый контактный датчик благодаря применению механического масштабатора нового типа отличается минимальным количеством деталей. Особенностью конструкции является полное отсутствие традиционных пар трения: подвижность достигается за счет собственной податливости (упругости) элементов системы.

По своей сути предлагаемый контактный датчик является комбинированным, содержащим первичный и вторичный преобразователи (рис. 1*).



Рисунок 1 – Блок-схема комбинированного датчика

В этом случае измеряемая неэлектрическая величина (механическое перемещение) преобразуется в промежуточную неэлектрическую величину, которая в последующем преобразуется уже в электрическую. В качестве первичного преобразователя используется механический масштабатор, преобразующий измеряемое перемещение в масштабированную величину, которая вторичным преобразователем (сенсором) трансформируется в электрический сигнал.

Прогрессивная рычажная передача позволяет использовать в качестве вторичного преобразователя бюджетные сенсоры — например, простые оптопары на базе фоторезисторов. В этом случае изменение электрического напряжения на сенсоре жестко коррелирует с перемещением ведомого звена масштабатора, которое, в свою очередь, через ведущее звено находится в непосредственном контакте с измеряемой проволокой.

Важным преимуществом конструкции является возможность прецизионной регулировки силы прижима в широком диапазоне путем варьирования геометрических параметров и упругих свойств рычажной системы. Отказ от подвижных сопряжений исключает необходимость в смазке и радикально повышает надежность узла. Принципиальное отсутствие кинематических зазоров (люфтов) в передаточном механизме устраняет паразитную подвижность, что существенно повышает чувствительность и точность измерений по сравнению с традиционными рычажными системами.

Одной из наиболее трудоемких задач при разработке данного датчика является проектирование геометрии гибкого механизма. Необходимо обеспечить точное преобразование малого отклонения измерительного щупа в мультиплицированное (увеличенное) перемещение ведомой балки, с которой считываются показания.

Данная задача (расчет прогиба упругих звеньев) является нетривиальной, так как требует применения методов теории упругости. Полное решение должно включать не только определение перемещений отдельных точек, но и расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) упругих шарниров, а также анализ переходных зон в местах их крепления. Стоит отметить, что применение принципа Сен-Венана в данной задаче ограничено, так как он может вносить существенные погрешности в расчет локальных деформаций и перемещений в узлах сопряжения [3].

В литературе [4, 5, 6] описаны методы расчета подобных механизмов, однако даже для простейших структур математический аппарат оказывается крайне громоздким. В этом случае получение требуемой точности результатов аналитическим путем крайне

затруднительно. Кроме того, для разрабатываемого устройства расчет усложняется многоцветностью системы. В связи с этим оптимальным подходом является численное моделирование с использованием метода конечных элементов (МКЭ). В данной работе численный анализ выполнен в среде SolidWorks Simulation.

Постановка задачи и методика анализа

На рисунке 2 представлена общая схема механического масштабизатора. Важно подчеркнуть, что устройство представляет собой единую монолитную деталь со сложным профилем сквозных вырезов. Для наглядности и понимания кинематики ключевые функциональные зоны на схеме выделены цветами.

Белая зона является опорной, несущей частью конструкции. Она служит базой для установки самого масштабизатора на станок, а также для размещения считывающих сенсоров и других крепежных элементов. Входной сигнал (смещение) воспринимает синий участок — это контактная площадка, исполнение которой может варьироваться в зависимости от условий эксплуатации. Движение от синего участка передается на первую, ведущую гибкую балку (оранжевый цвет). Она совершает изгиб относительно корпуса за счет желтых упругих шарниров. У оснований этих шарниров предусмотрены специальные «окошки», которые точно повышают податливость материала, позволяя системе работать в упругой зоне без пластических деформаций.

Усилие, приложенное к входному звену, вызывает изгиб первой балки, которая посредством системы упругих связей передает движение на вторую, ведомую балку (фиолетовый цвет). Завершает цепь зеленый элемент — выходная площадка со щупом. В данной конфигурации щуп входит в рабочий зазор оптопары, где и происходит считывание сигнала. Конструкция этого наконечника может гибко адаптироваться под конкретный тип сенсора.

За счет геометрических соотношений рычагов перемещение зеленого щупа кратно превышает перемещение синей площадки — именно в этом заключается эффект механического масштабирования.

Изменяя геометрию звеньев или упругие свойства материала, можно в широких пределах настраивать силу прижима щупа к проволоке. В устройстве возможно менять коэффициент мультипликации под конкретные задачи контроля. Высокий коэффициент масштабирования K позволяет использовать, как указывалось ранее, максимально дешевые и доступные оптопары на базе фоторезисторов, сохраняя при этом высокую разрешающую способность датчика в целом.

Общей задачей расчета является нахождение геометрических параметров для обеспечения максимального значения коэффициента K . Это позволит получить наилучшую чувствительность прибора при использовании простейших электронных компонентов.

Общий вид масштабизатора, показанный на рисунке 1, имеет достаточно много элементов, не относящихся к его упругой кинематической системе. Выделим только основные элементы, участвующие в рассмотрении в данной статье. Ключевые элементы, непосредственно принимающие участие в масштабизации, показаны на максимально упрощенной схеме, представленной на рисунке 3.

В нее следовало бы добавить ряд других элементов, но в рамках данной статьи это было бы избыточным ввиду того, что часть элементов системы, непоказанных на рисунке 2, вносят значительно меньший вклад в общую картину ее функционирования. Следует отметить, что масштабизатор является симметричным, по крайней мере, в одной плоскости.

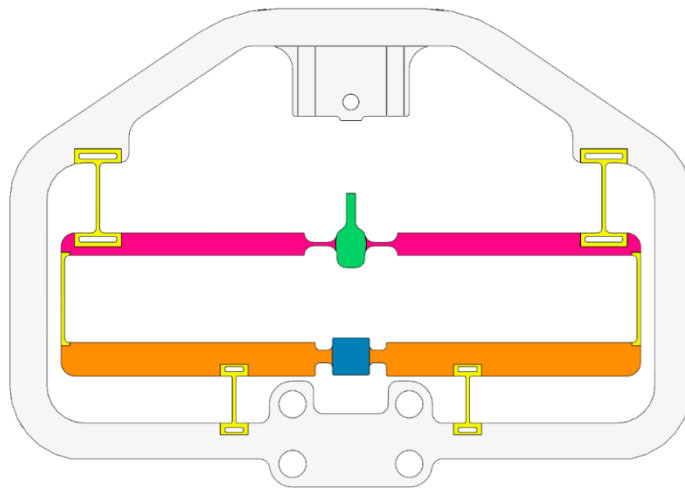


Рисунок 2 – Механический масштабизатор с окрашенными ключевыми зонами

Рассмотрим основные параметры системы, подлежащие анализу:

l_1 – длина ведущей и ведомой балок, в данном случае для минимизации переменных принимаем их равными, но это не обязательное условие. Также в рамках данной статьи примем длину балок равной 100 мм, т. к. полученные результаты на любой длине могут быть расширены на другие длины, и основной целью является анализирование отношений геометрических размеров для получения максимального перемещения ведомой балки.

l_2 – положение упругого шарнира относительно ведущей упругой балки.

l_3 – положение упругого шарнира относительно ведомой упругой балки.

l_4 – длина упругого шарнира ведущей и ведомой балок.

l_5 – длина упругого шарнира связывающего ведущую и ведомую балку.

S_1 – толщина ведущей упругой балки.

S_2 – толщина ведомой упругой балки.

R_1 – длина тонкого участка ведущей балки.

R_2 – длина тонкого участка ведомой балки.

Стоит отметить, что толщина упругих шарниров также является переменным фактором, но, скорее всего, их толщина должна быть выбрана минимально возможной из условия производства, а также из условий прочности. Если говорить про условия производства, то, например, в случае 3D-печати соплом 0,4 мм минимальная ширина упругих шарниров будет, собственно, эти 0,4 мм.

Для рассматриваемого случая используются шарниры толщиной, равной 0,8 мм.

Это связано с тем, что шарниры, полученные за 1 проход соплом 3D-принтера, менее надежные, чем полученные за 2 прохода. При этом толщина 0,8 мм для этих элементов все еще остается относительно незначительной, а сами шарниры при такой толщине – достаточно податливы.

Также стоит отметить такой переменный параметр, как общая толщина масштабизатора, которая для каждой конкретной задачи будет различна и прямым образом влияет на жесткость. Например, при увеличении толщины масштабизатора в 2 раза вырастит его жесткость в 2 раза. Поэтому этот параметр отдельно не рассматривается. Кроме того, общая толщина масштабизатора является больше конструктивным параметром, т.к. она определяется используемыми функциональными возможностями и теми элементами, которые присоединяются к масштабизатору, а также задается требуемой прочностью самого масштабизатора.

Поэтому, подводя итог, рассмотрим только указанные переменные: толщину упругих шарниров возьмем 0,8 мм, а общую толщину масштабизатора – 10 мм. В симуляции в среде SolidWorks Simulation исследуемые масштабизаторы будут закреплены сверху и снизу в

районе упругих шарниров, а нагрузка, во всех случаях равная 10Н, будет прикладываться в центре ведущей балки. При этом снимаемое фиксируемое перемещение будет измеряться в центре ведомой упругой балки.

На рисунке 4 представлено рабочее окно программы Solidworks Simulation с одним из вариантов анализируемой геометрии масштабизатора. Зелеными маленькими стрелочками обозначены места закрепления или неподвижности, а фиолетовым – прилагаемая нагрузка.

В ходе симуляций найденные оптимальные значения определенного геометрического параметра будут использованы в последующих симуляциях. Таким образом, после анализа 8 указанных переменных параметров будет найден определенный комплексный коэффициент масштабизации, который, скорее всего, будет достигать достаточно больших значений.

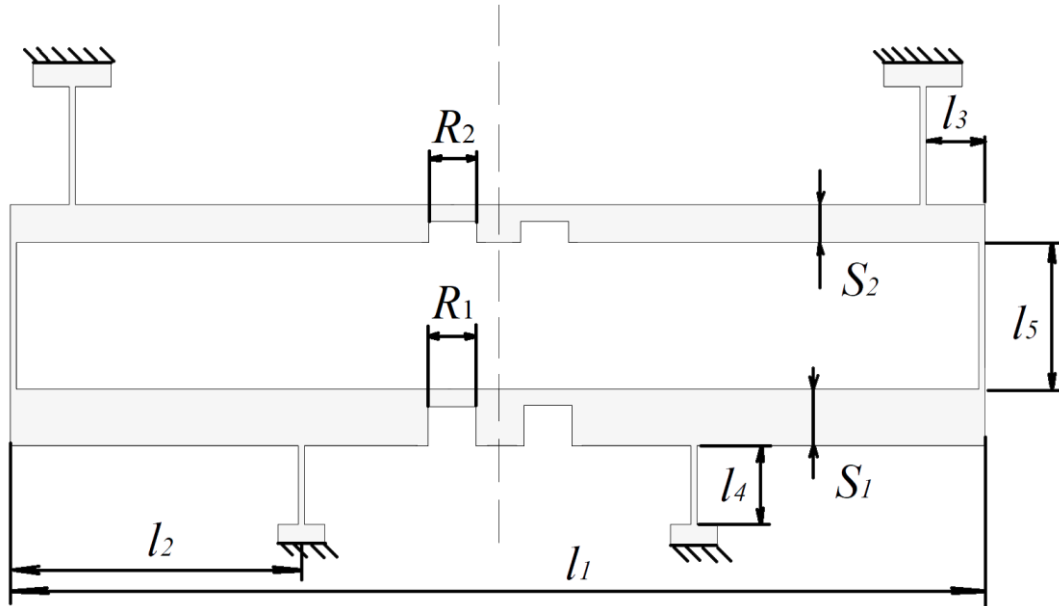


Рисунок 3 – Принципиальная схема масштабизатора с указанием основных переменных параметров, наиболее влияющих на его кинематическую работ

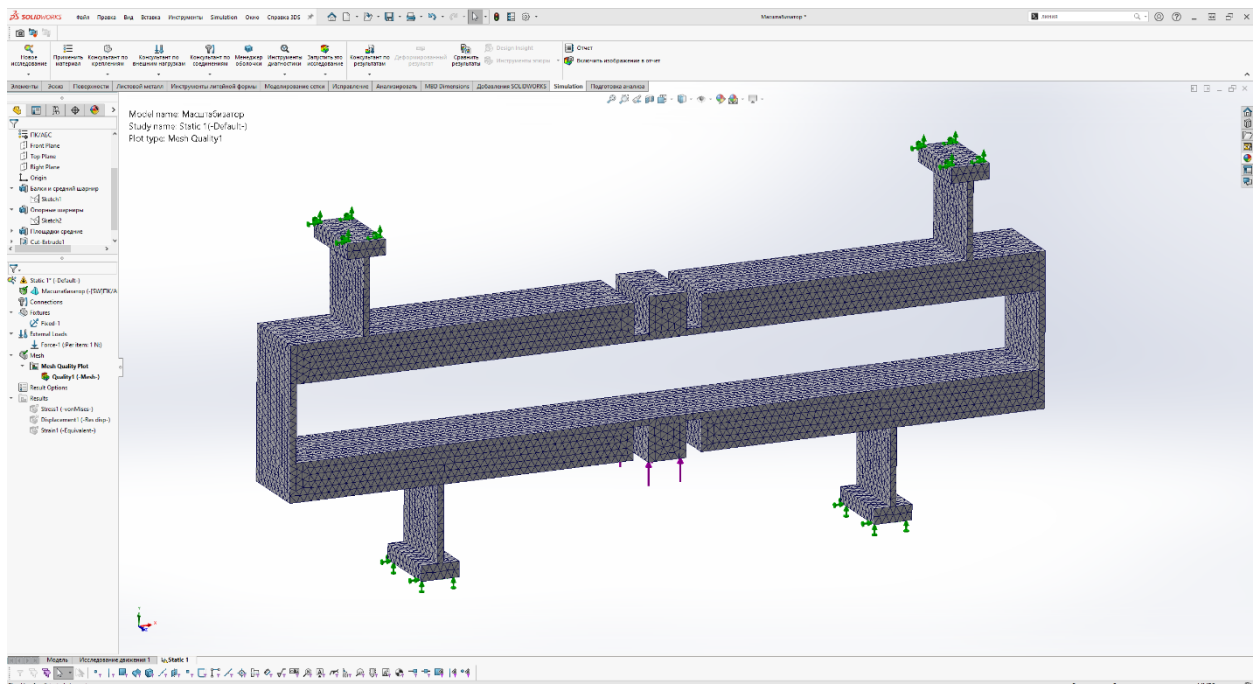


Рисунок 4 – SolidWorks Simulation анализ масштабизатора

Результаты симуляций представлены на следующих рисунках:

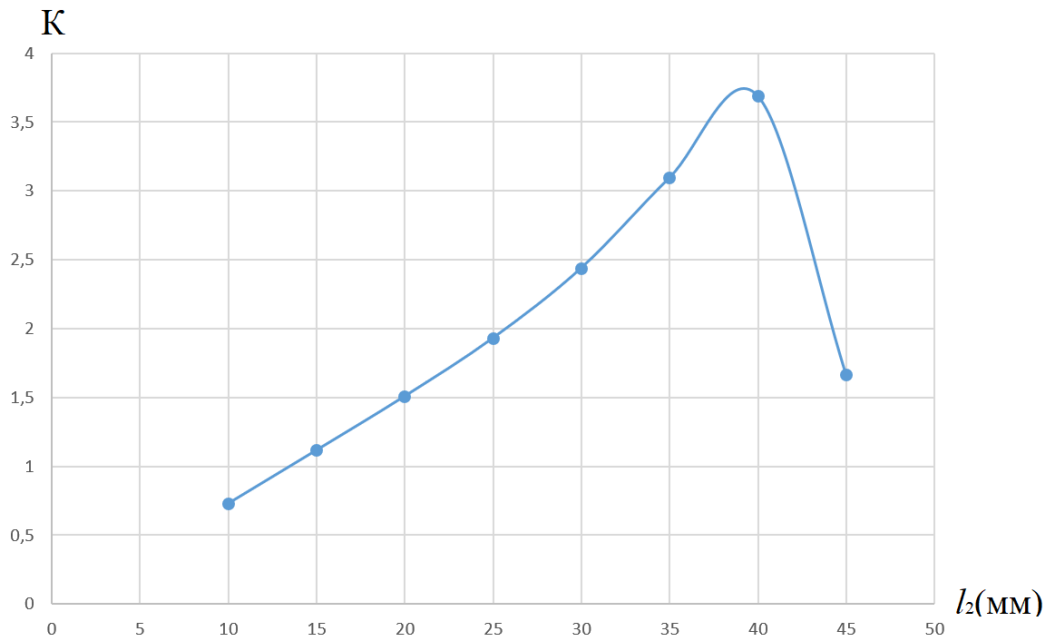


Рисунок 5 – Результаты первого варианта симуляции: K – отношение величины перемещения центра ведомой упругой балки к перемещению центра ведущей упругой балки (коэффициент масштабирования); l_2 – расстояние от опорного шарнира ведущей балки до края балки (изменяемый параметр); $l_1 = 100$ мм, $l_3 = 10$ мм, $l_4 = 10$ мм, $l_5 = 10$ мм, $S_1 = 5$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм

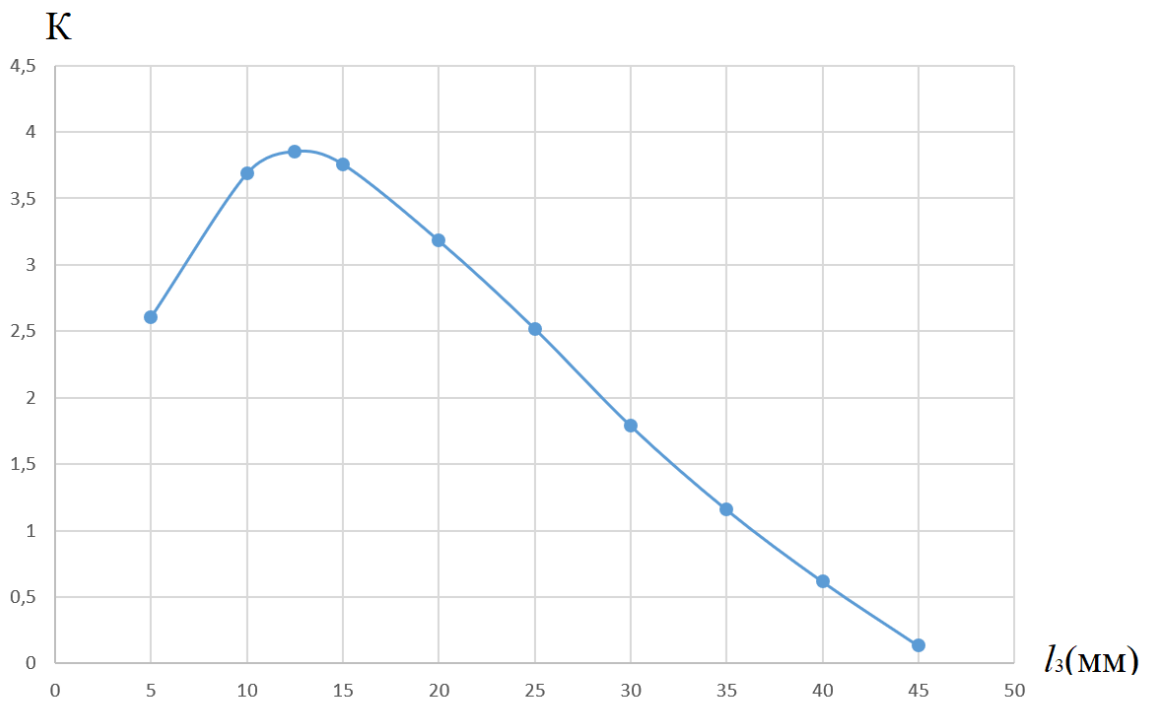


Рисунок 6 – Результаты второго варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_4 = 10$ мм, $l_5 = 10$ мм, $S_1 = 5$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, l_3 – изменяемый параметр

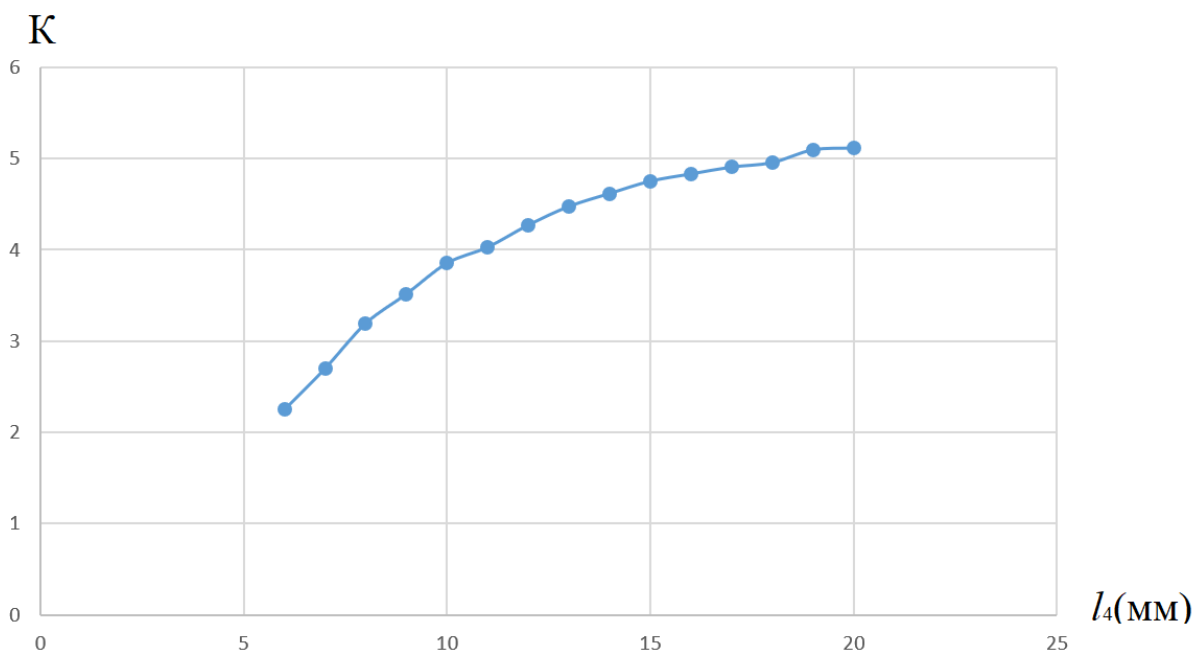


Рисунок 7 – Результаты третьего варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_5 = 10$ мм, $S_1 = 5$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, l_4 – изменяемый параметр

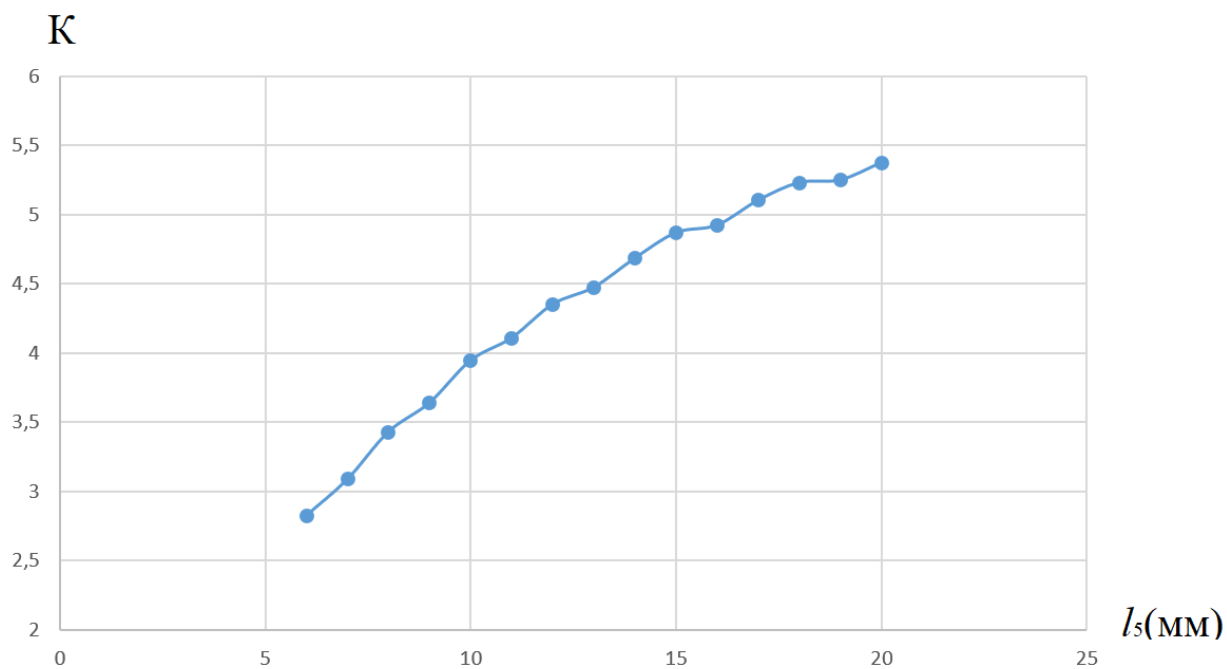


Рисунок 8 – Результаты четвертого варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_4 = 12$ мм, $S_1 = 5$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, l_5 – изменяемый параметр

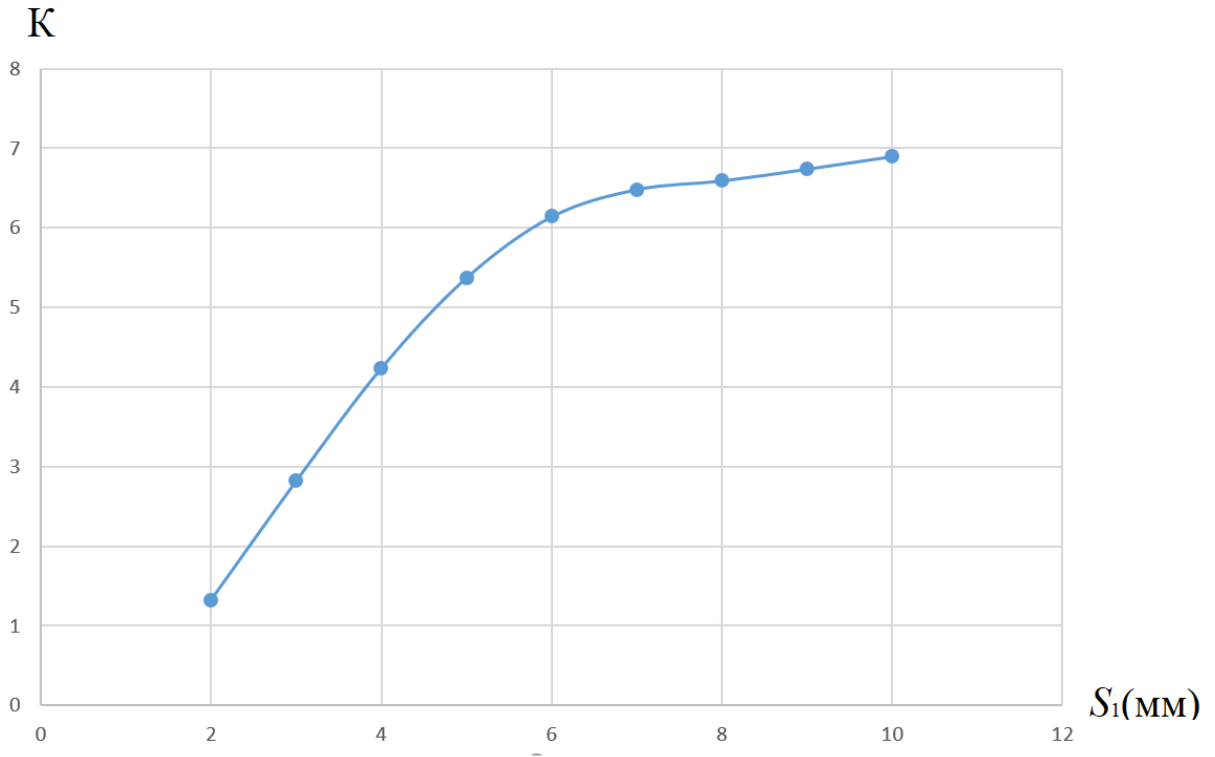


Рисунок 9 – Результаты пятого варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_4 = 12$ мм, $l_5 = 20$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, S_1 – изменяемый параметр

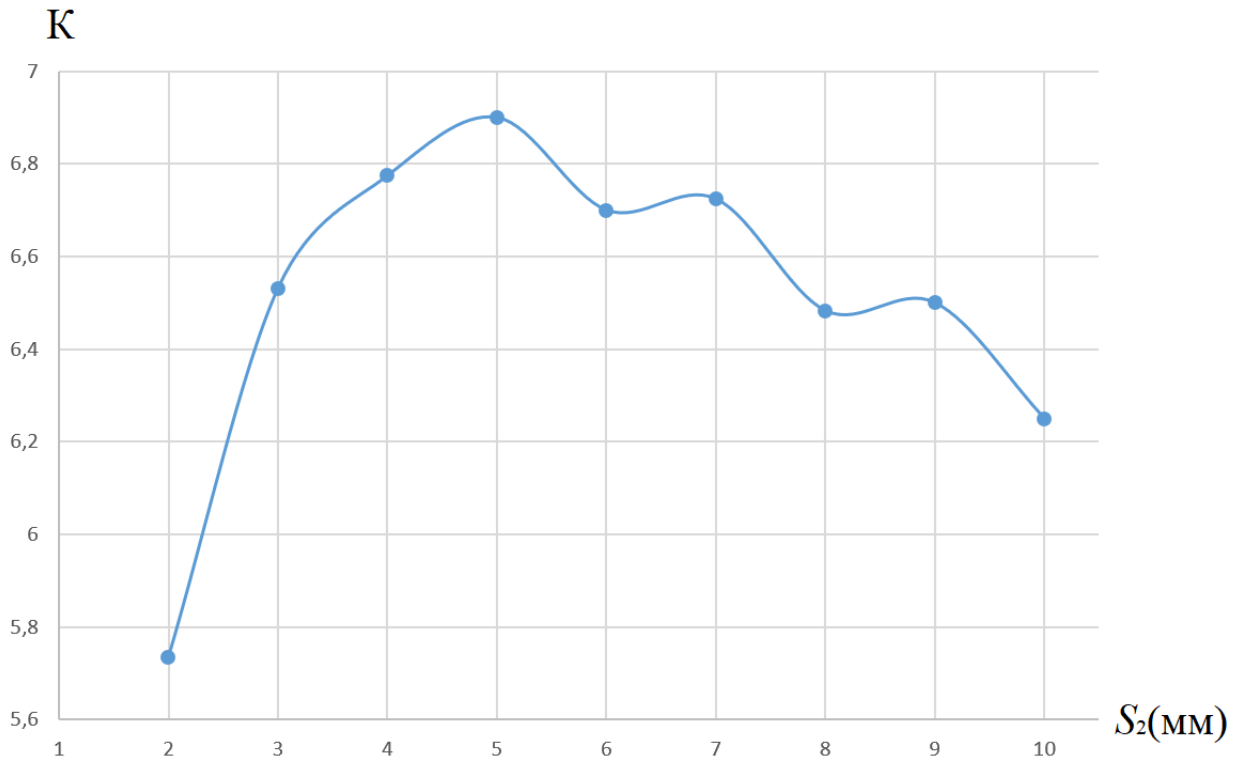


Рисунок 10 – Результаты второго варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_4 = 12$ мм, $l_5 = 20$ мм, $S_1 = 10$ мм, $R_1 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, S_2 – изменяемый параметр.

Волнообразное движение графика при увеличении параметра S_2 связано с размером элементов сетки МКЭ, и в первом приближении линию можно аппроксимировать из волнообразной в прямую

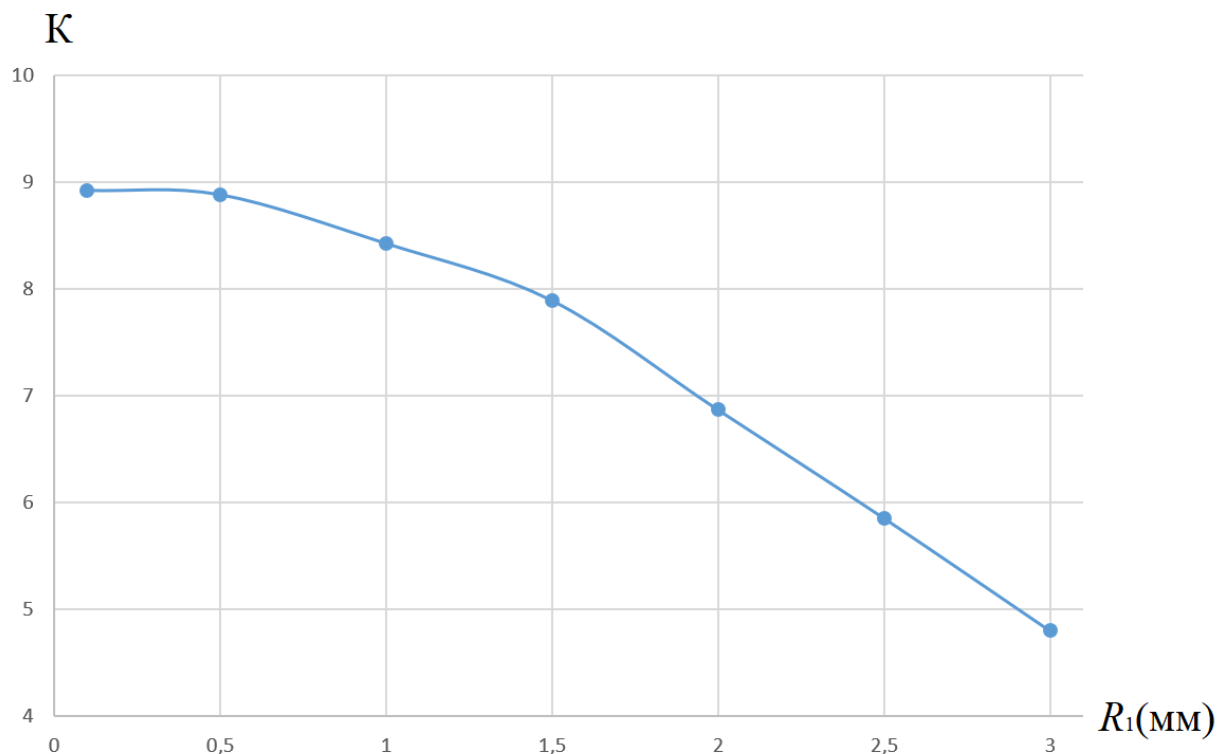


Рисунок 11 – Результаты шестого варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_4 = 12$ мм, $l_5 = 20$ мм, $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_2 = 5$ мм, R_1 – изменяемый параметр

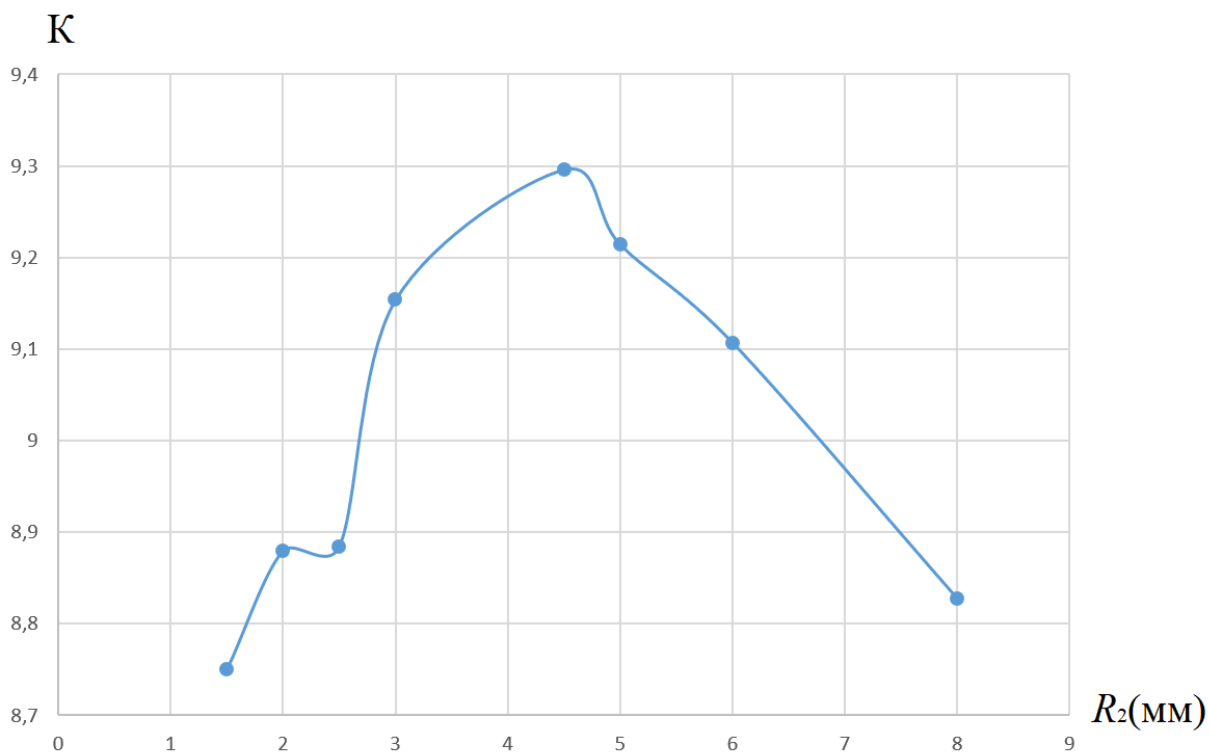


Рисунок 12 – Результаты восьмого варианта симуляции: $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 40$ мм, $l_3 = 12,5$ мм, $l_4 = 12$ мм, $l_5 = 20$ мм, $S_1 = 10$ мм, $S_2 = 5$ мм, $R_1 = 0,5$ мм, R_2 – изменяемый параметр

Сильные колебания графика на рисунке №8 связаны, с одной стороны, с особенностями дискретизации МКЭ сетки и аппроксимации данных. А с другой – со

сложностью рассматриваемой упругой механической системы. Ведомая и ведущая балки представляют собой связанную систему с множеством степеней свободы. В указанном диапазоне, предположительно, происходит перераспределение внутренних напряжений, при котором общая податливость механизма меняется незначительно, несмотря на изменение длины рычага.

Анализ результатов

При обозначенной геометрии получилось достичь коэффициента масштабизации $K = 9,3$, то есть масштабировать входящий сигнал возможно практически на порядок. Конечно, это число далеко не предел, и при более точном расчете геометрии, а также при введении в расчет других параметров, влияющих на систему, есть возможность его дальнейшего повышения. Кроме того, нужно брать во внимание масштабный фактор данной системы, то есть при увеличении базовой длины l_1 будет наблюдаться и соответствующее изменение коэффициента масштабизации. В связи с тем, что упругих балок может быть несколько, можно утверждать о наличии весьма широких возможностей для управления характеристиками данного устройства.

На рисунке 4 для наглядности представлена финальная геометрия масштабизатора с указанными размерами.

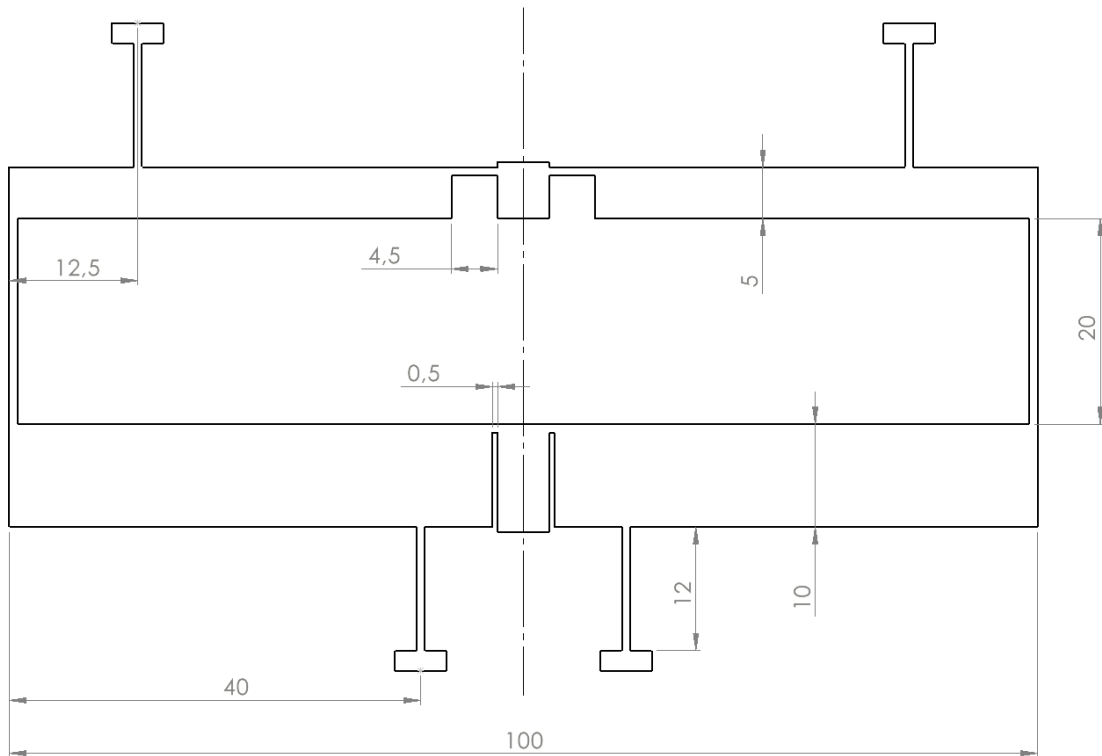


Рисунок 13 – Геометрия, получившаяся после анализа 8 переменных геометрических характеристик устройства

Далее проанализируем влияние изменения определенных геометрических параметров системы и их влияние на коэффициент K .

При анализе результатов симуляции можно выделить графики на рисунках 5 и 6, и соответственно геометрические параметры l_2 и l_3 , которые определяют положение упругих шарниров, поддерживающих ведущую и ведомую балку. Существует некоторая оптимальная точка, в которой коэффициент масштабизации максимален. Так, для l_2 оптимальным являются положение упругого шарнира $l_2 = \frac{2}{5}l_1$, а для l_3 оптимальное значение $l_3 = \frac{1}{8}l_1$. При этом длина тонкого участка ведущей балки R_2 и ее общая толщина S_2 ведут себя аналогичным образом, а их влияние на коэффициент K менее критическое, но все же достаточно сильное.

Судя по всему, у них тоже есть некое оптимальное значение относительно всей остальной геометрии. Следует отметить, что наличие оптимального значения пока нельзя считать очевидным, т.к. до конца непонятно, с чем связана эта оптимальность: 1 – только с отношением между R_2 и S_2 ; 2 – с общей длиной l_1 ; 3 – с длинами l_2 и l_3 . В этом случае формулировка каких-либо рекомендаций по поводу оптимального эмпирического значения представляет собой определенную проблему. Поэтому необходимо анализировать эти факторы отдельно. Такие характеристики, как длина упругого шарнира l_4 , связывающего балки с основанием; длина упругого шарнира l_5 , связывающая упругие балки между собой; общая толщина S_1 ведущей балки и длина R_1 тонкого участка ведущей балки ведут себя таким образом, что при их увеличении нелинейно растет и коэффициент K . При всем при этом есть точка на соответствующем графике, после которой или до которой K начинает снижаться или повышаться менее интенсивно. Из анализа графиков на рисунках 1*÷ 8* следует, что характеристики l_4 , l_5 , S_1 , R_1 оказывают достаточно сильное влияние на систему в целом. Так, например, R_1 изменяет K от 5 до 9, а S_1 варьирует K от 1 до 7, что для рассматриваемого случая является весьма существенным. При этом крайне нежелательно попадать в зону, где падение коэффициента K становится более интенсивным.

Исходя из сказанного выше, следует, что значение геометрических параметров системы нужно будет выбирать в каждом случае отдельно, отталкиваясь от других требований, например, от общих габаритных размеров устройства. Кроме того, рекомендовать в этом случае какие-либо эмпирические формулы не представляется возможным.

Заключение

Как видно из анализа, вопрос геометрических отношений обсуждаемого масштабизатора носит существенный характер ввиду того, что изменения отдельной величины крайне сильно влияют на коэффициент K , а их комплексное воздействие еще более существенно. Также можно констатировать тот факт, что для получения высоких K геометрия устройства должна быть существенно проработана. Кроме того, очень удобно работать с некоторыми эмпирически выведенными значениями параметров, как в случае l_2 и l_3 , но при этом остальные значения параметров вывести эмпирически, по крайней мере на текущий момент времени, весьма проблематично.

Следует отметить, что при проведении исследований во внимание не взят ряд иных геометрических параметров масштабизатора, которые можно считать несущественными, но при этом оказывающими определенные воздействия на работу системы. Так, например, добавление «окошек», которые можно видеть на рисунке 1 около упругих шарниров, оказывает некоторое влияние на работу системы. Подобных дополнительных факторов, требующих дальнейших исследований в ближайшей перспективе, существует достаточно много. Продолжение соответствующих исследований в рассматриваемой сфере разработок следует вести в направлении получения больше эмпирических и по возможности математических моделей механического масштабизатора, способствующих производству более удобных расчетов его геометрических параметров.

Литература

1. Брякин И.В. Особенности исследований процесса волочения металла с активацией эффекта вариации его пластичности / И.В. Брякин, Е.И. Дьяченко // Проблемы автоматизации и управления. – 2023 – №2 (47). – С. 48–61.
2. Брякин И.В. Анализ возможных механизмов управления параметрами технологического процесса волочения / И.В. Брякин, Е.И. Дьяченко // Проблемы автоматизации и управления. – 2022. – №2 (44). – С. 92–103.
3. С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – С. 41–45.
4. Larry L. Howell – Compliant Mechanisms. Wiley-Interscience 2001. - 112p.

5. Larry L. Howell - Handbook of Compliant Mechanisms. © 2013 John Wiley & Sons Ltd. – 78 p.
6. Lavanya S.B., Jayanth G.R., Mohanty A.K. Optimal design of bridge amplifiers for largerange linear characteristics. IFToMM WC 2023. Springer, 2023, pp. 721–730, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45705-0_70