

Секция I МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ГУСЕНИЦ

В. А. Гарах

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель Э. И. Астахов

Объектом исследования является рычажный механизм нового стенда для испытания гусениц тракторов «Беларус» минского тракторного завода. Цель работы – разработка методики структурного, кинематического и динамического анализа рычажного механизма, разработка рекомендаций по улучшению динамической нагруженности подшипников данного механизма.

Задачей работы является разработка схемы уравновешенного механизма стенда и анализ нагруженности его подшипников. Действительная структурная схема механизма заменена эквивалентной в кинематике схемой без пассивных связей [1]. Для этой эквивалентной схемы разработан алгоритм кинематического анализа с определением координат, аналогов скоростей и аналогов ускорений. Динамический анализ движения механизма выполнялся методом Мерцалова Н. И. по упрощенной динамической модели с вращающимся звеном приведения, в качестве которого принят кривошип [2]. По данной методике разработана программа численного моделирования динамической нагруженности механизма в среде Delphi 7 [3].

Процесс динамического анализа проведен сначала для механизма без маховика (рис. 1), что обусловило большие изменения скорости и ускорения кривошипа и повышенные реакции в кинематических парах механизма. Полученные полярные диаграммы нагруженности подшипников исходного неуравновешенного механизма (рис. 2) показывают значительные максимальные реакции R_O, R_A, R_B, R_C в крайнем положении 7, достигающие 71725 Н, и резкая вытянутость этих диаграмм по оси 7-го положения. Это приводит при работе к неравномерной нагруженности подшипников и разрушение их в указанном направлении.

Определив параметры маховика для ограничения изменений скорости, был повторно проведен динамический анализ для механизма с маховиком, что привело к уменьшению динамической нагруженности подшипников.

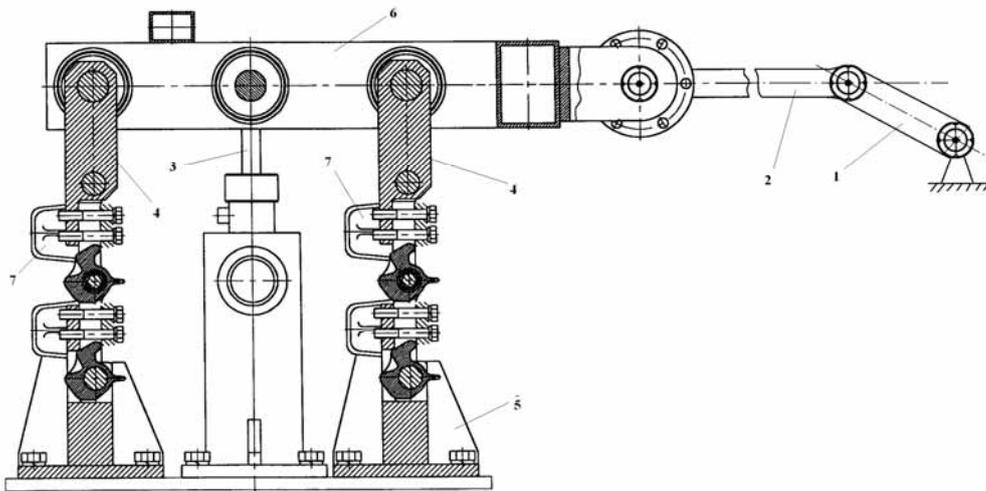


Рис. 1. Механизм натяжения: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло натяжное; 4 – коромысла гусениц; 5 – корпус; 6 – подвижная рама; 7 – испытываемые звенья гусениц

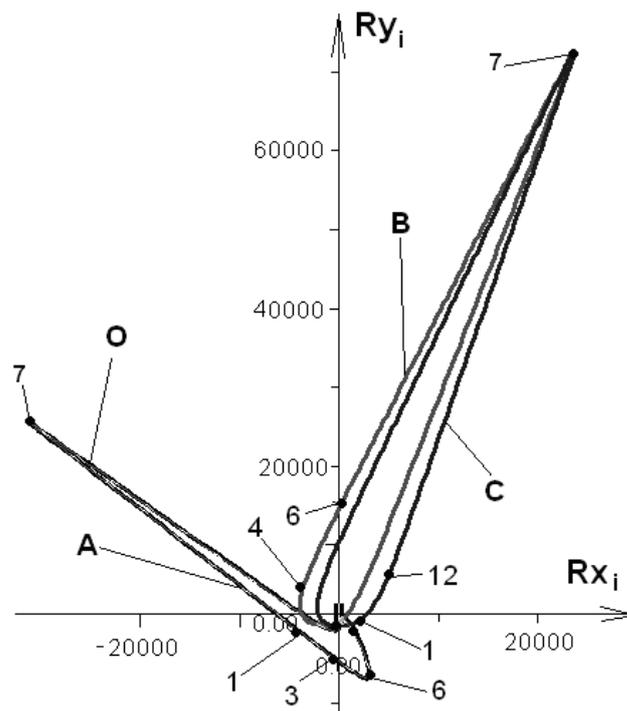


Рис. 2. Полярные диаграммы нагруженности подшипников неуравновешенного механизма

Для дальнейшего уменьшения нагруженности подшипников предлагается провести статическое уравновешивание механизма стенда, закрепив один противовес δ массой m_{n1} на продолжении кривошипа 1, а другой противовес 7 массой m_{n3} на основном коромысле 3 (рис. 3). Массы противовесов m_n рассчитаны по методике литературы [4], заменяя статически массы звеньев m_i замещающими массами m_i' и

m_i'' в подшипниках i -го звена. С учетом этих противовесов и ранее рассчитанного маховика по методике работ [2], [3] произведен расчет на компьютере действительных ω_1 и ε_1 кривошипа и реакций R_O, R_A, R_B, R_C в подшипниках. Полярные диаграммы изменения этих реакций показаны на рис. 4.

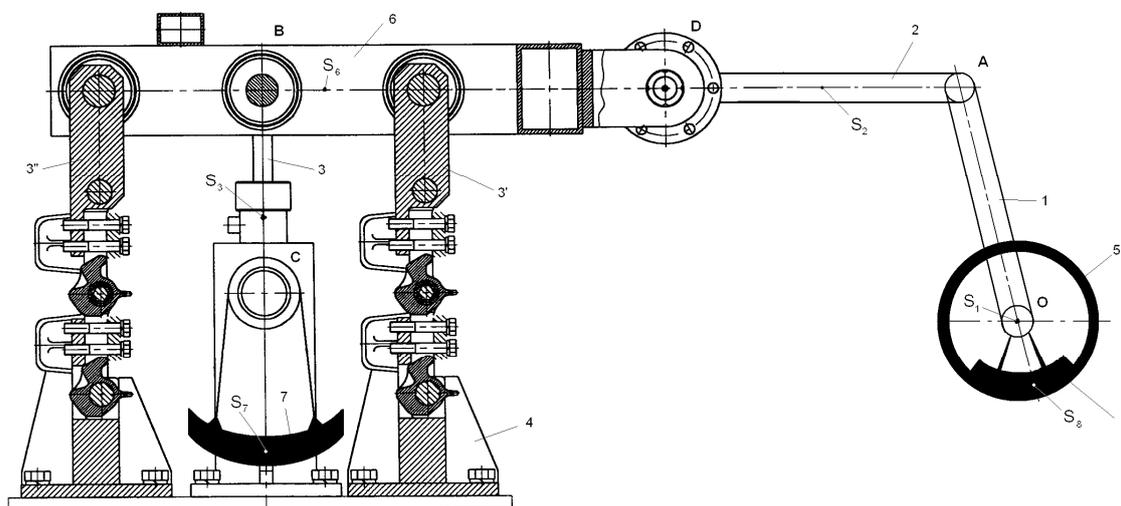


Рис. 3. Уравновешенный рычажный механизм стэнда

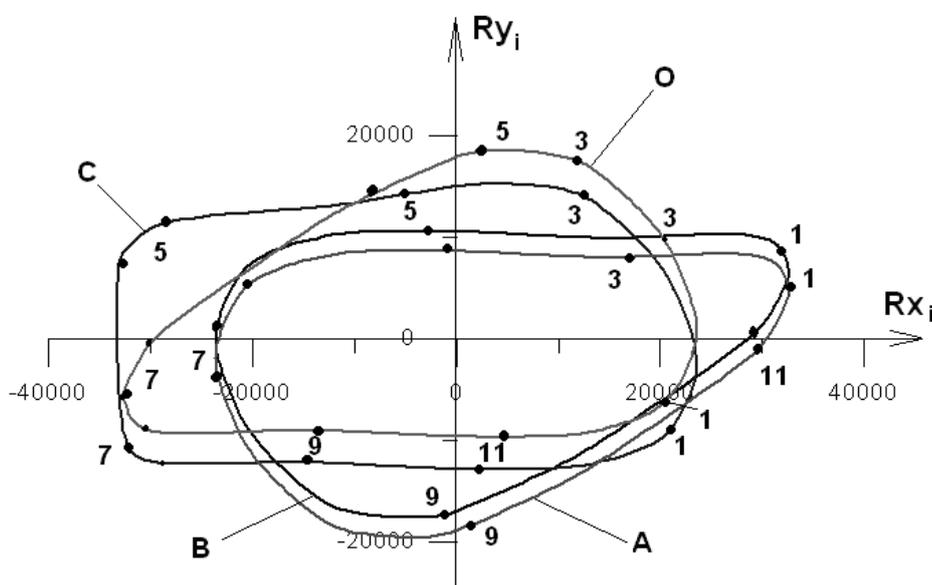


Рис. 4. Полярные диаграммы нагруженности подшипников уравновешенного механизма (с маховиком)

Как видно, в этом случае кривые диаграмм стали сравнительно плавными и ориентированы к центрам подшипников, максимальная реакция уменьшилась до 33158 Н. Диаграммы подшипников O и A стали близки к окружностям, что обеспечит более равномерную нагрузку этих подшипников по всем направлениям. Диа-

граммы подшипников B и C более вытянуты по горизонтальной оси X , поэтому для улучшения равномерности нагруженности этих подшипников следует провести добавочную оптимизацию параметров уравнивания (массы маховика и противовесов).

Разработанная методика позволяет без добавочных экспериментальных работ уменьшить нагруженность звеньев и подшипников механизма, тем самым увеличивая надежность и долговечность работы стенда для испытаний, сокращая материальные издержки на обслуживание и ремонт оборудования.

Литература

1. Гарах, В. А. Динамический анализ движения рычажного механизма стенда для испытания гусениц / В. А. Гарах, Э. И. Астахов // Теорет. и прикладная механика. – 2007. – Вып. 22. – С. 241–246.
2. Гарах, В. А. Динамический анализ нагруженности подшипников рычажного механизма стенда для испытания гусениц / В. А. Гарах, Э. И. Астахов // Машиностроение : респ. межведомств. сб. науч. тр. – 2007. – Вып. 23. – С. 307–311.
3. Гарах, В. А. Математическое моделирование и анализ динамической нагруженности рычажного механизма стенда для испытания гусениц / В. А. Гарах / Новые математические методы и компьютерные технологии в проектировании, производстве и научных исследованиях : материалы X Респ. науч. конф. студентов и аспирантов, 12–14 марта 2007 г. / редкол.: Д. Г. Лин [и др.]. – Гомель : ГГУ им. Ф. Скорины, 2007. – С. 9–10.
4. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – Москва : Высш. шк., 1987. – 496 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИГЛОФРЕЗЕРОВАНИЯ НА КОРРОЗИОННУЮ СТОЙКОСТЬ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Е. Ф. Скробот

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель И. Л. Баршай

Исследовали влияние параметров режима иглофрезерования: скорости резания (v), подачи (S) и натяга (i) в системе «обрабатываемая поверхность – рабочая поверхность иглофрезы» на изменение коррозионной стойкости. Обрабатываемые материалы – конструкционные стали: 12ХНЗА (ГОСТ 4345–71) и 45 (ГОСТ 1050–88). Обработку плоских поверхностей образцов иглофрезерованием выполняли на горизонтально-фрезерном станке 6Н82Г. Использовали иглофрезу диаметром $D = 125$ мм, шириной $B = 20$ мм и плотностью набивки проволочных элементов 70 %. Диаметр единичного проволочного элемента $d = 0,3$ мм, вылет $l = 20$ мм.

Для моделирования влияния параметров режима иглофрезерования на изменение коррозионной стойкости использовали математическое планирование эксперимента [1]. При планировании исследований применяли метод ЛПт-последовательностей. В этом случае точки реализации экспериментов располагаются в многомерном пространстве таким образом, чтобы их проекции на оси X_1 – X_2 , X_2 – X_3 , ..., X_i – X_j располагались на равном расстоянии друг от друга. Координаты точек рассчитывали из условия $X_{\min} = 0$ и $X_{\max} = 1$. Результаты ранее выполненных исследований [2] позволили выбрать следующие значения параметров режима иглофрезерования, принятые за $X_{\max} = 1$ в данном эксперименте: $v = 338$ м/мин, подачу $S = 660$ мм/мин и натяг $i = 0,45$ мм. Матрица планирования эксперимента представ-