

Относительные скорости движения транспортных средств и интервалы переключения светофоров взяты исходя из реальных данных (однако пропорционально увеличены – для получения результатов работы модели).

На реальных перекрестках, как правило, предусмотрены особые режимы проезда пешеходов. В текущей модели их нет. Поэтому количество проезжающего через перекрестки транспорта было несколько выше – до полутора раз.

Эксперименты показали, что лучший эффект многоагентного управления (в сравнении с обычным фиксированным переключением) достигается при изменении выделенных направлений нагрузки в сети пересечения. Благодаря гибкой перестройке режима работы удалось сократить среднее общее время ожидания на перекрестках одновременно примерно в 4 раза по сравнению с перекрестками без кооперативного режима работы (без «зеленых волн»). среднее общее время ожидания уменьшилось примерно в 3 раза.

Литература

1. Повышение пропускной способности городской дорожной сети [Электронный ресурс]. – Минск: Вестник ХНАДУ, 2016. – вып. 50.
2. «Зеленая волна»: как поймать и не потерять [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.autonews.ru/>. – Дата доступа: 19.03.2021.

В. С. Акулич

(ГГТУ имени П. О. Сухого, Гомель)

Науч. рук. **А. Т. Бельский**, канд. техн. наук, доцент

ЗАМЕНЯЮЩИЙ МЕХАНИЗМ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ПРИ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Кулачковые механизмы нашли применения в станках для подачи заготовок, в конвейерах и транспортерах для управления механизмами дозаторов, в двигателях внутреннего сгорания для перемещения выпускных и впускных клапаны.

К существенному недостатку кулачкового механизма относится наличие значительных контактных напряжений на поверхностях со-

прикасающихся звеньев, что приводит к повышенному износу трущихся поверхностей и уменьшению долговечности механизма.

Данная работа посвящена применению заменяющего механизма для определения контактных напряжений в зоне контакта толкателя с кулачком.

Для определения контактного напряжения σ_H в месте соприкосновения кулачка с коромыслом (рисунок 1) используем формулу Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} N}{b \rho}},$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости;

N – нормальное давление в месте контакта;

b – ширина кулачка;

ρ – радиус кривизны профиля в точке соприкосновения.

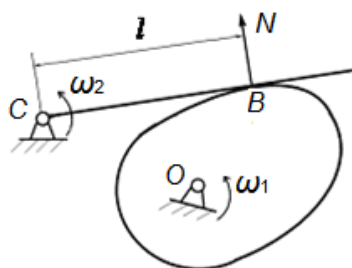


Рисунок 1 – Кулачковый механизм с плоским толкателем

Нормальную силу N , действующую в месте контакта, можно определить по зависимости:

$$N = \frac{\Sigma M_c}{l},$$

где ΣM_c – сумма моментов всех сил, действующих на коромысло за исключением нормальной силы N , относительно шарнира C .

l – длина коромысла до точки контакта.

С учетом значения нормального давления N зависимость для определения контактного напряжения принимает вид:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} \Sigma M_c}{b \rho l}}.$$

Анализируя данную зависимость видно, что контактные напряжения могут быть определены только при известных значениях ρ и l в точке контакта. Для определения этих величин воспользуемся заменяющим механизмом, для которого строим повернутый план скоростей в масштабе $\mu_V = \omega_1$ (рисунок 2) и план ускорений в масштабе $\mu_a = \omega_1^2$ (рисунок 3).

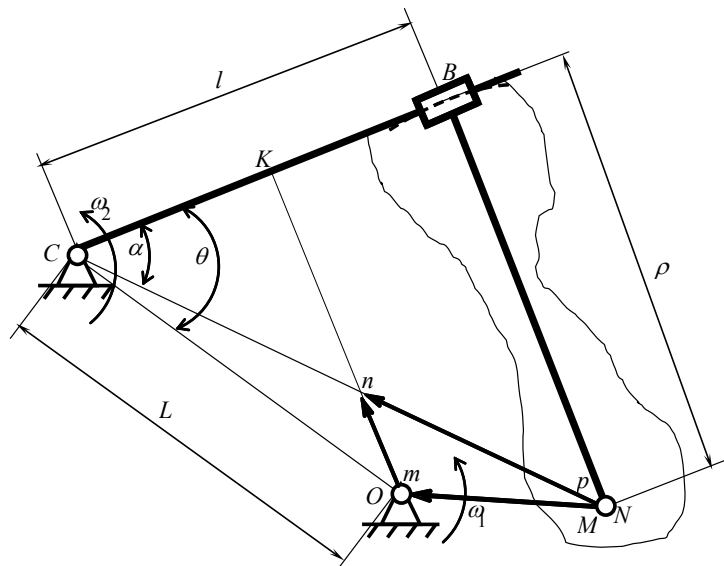


Рисунок 2 – Заменяющий механизм с планом скоростей

Из плана скоростей абсолютная скорость точки N коромысла определяется по зависимости:

$$V_N = \rho n \cdot \mu_V.$$

С другой стороны, абсолютная скорость точки N может быть найдена как

$$V_N = \omega \cdot l.$$

Приравнивая правые части этих уравнений нетрудно получить зависимость для определения длины коромысла до точки контакта

$$l = L \frac{\cos \theta}{1 - \frac{d\psi}{d\varphi}}.$$

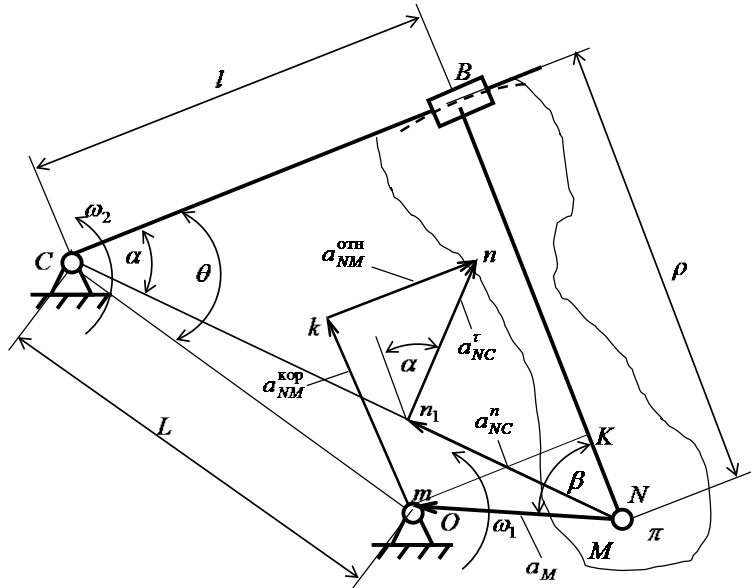


Рисунок 3 – Заменяющий механизм с планом ускорений

План ускорений для заменяющего механизма построим в соответствии следующего векторного уравнения

$$\vec{a}_N = \vec{a}_M + \vec{a}_{NM}^{\text{кор}} + \vec{a}_{NM}^{\text{отн}} = \vec{a}_N^n + \vec{a}_{NM}^\tau.$$

Учитывая, что $a_M = OM \cdot \omega_1^2$, $a_{NM}^{\text{кор}} = 2V_{NM} \cdot \omega_2$, $a_N^n = CN \cdot \omega_2^2$ и $a_N^\tau = CN \cdot \varepsilon_2$, после преобразований получили зависимость для определения радиуса кривизны ρ

$$\rho = L \frac{\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cos \theta + \left(1 - \frac{d\psi}{d\varphi}\right) \left(1 - 2 \frac{d\psi}{d\varphi}\right) \sin \theta}{\left(1 - \frac{d\psi}{d\varphi}\right)^3}.$$

Используя заменяющий механизм, получены выражения для определения величин l и ρ в зависимости от закона движения толкателя необходимые для расчета контактных напряжений.