МАШИНАЛАР КУЧ УЗАТИШ ТРАНСМИССИЯСИНИНГ МАТЕМАТИК МОДЕЛИГА ҲИСОБ-СХЕМА

Х.Собиров, К.Юлдашев

В настоящей статье предложена расчетная схема к математической модели силовой трансмиссии машин. В расчетной схеме предусмотрен учет деформации звеньев, процесс трения и зазоров в кинематических парах. А также, в ней проанализирован процесс динамического взаимодействия звеньев и движений этих звеньев в зависимости от этого процесса.

In present article suggested a calculations scheme by mathematical model of the machine force transmitter. In the calculation scheme accounts deformation of bogies, friction process and gaps in the kinematical couples. And, in this analyzed the process of bodies dynamical enter action and motions of these bodies with respect of that process.

Маълумки, ҳар қандай машинанинг асосини куч узатувчи трансмиссия ташкил қилади. Куч узатувчи трансмиссия машиналарнинг ишлаш принципи ва хусусиятидан келиб чиқиб турли-туман кинематик занжирлардан иборат бўлади. Ўз навбатида кинематик занжир бўғинлар ва кинематик жуфтлардан тузилади. Табиий ҳолда куч таъсиридаги бўғинлар деформацияланишга, кинематик жуфтлар эса кинематик тирқишларга, яъни конструктив равишда эътиборга олинадиган ва бўғинларнинг ҳаракатига йўл қўювчи элементар

оралиқларга эга бўлади. Трансмиссияларнинг оддий математик моделларида бўғинларнинг массалари ва деформациялари, уларга таъсир этувчи кучлар, ишқаланиш коэффициентлари ҳисобга олинади. Албатта, кинематик тирқишларни ҳисобга олиш ҳар қандай машинанинг математик моделини тузишда шарт эмас, лекин мураккаб ва аниқ жараёнларни бошқарувчи машиналарнинг математик моделини тузишда уларни ҳисобга олиш муҳим роль ўйнайди (масалан: роботлар, манипуляторлар, узатувчи механизмлар, ишлов берувчи станоклар ва х.к.ларнинг математик моделларини тузишда).

Албатта, кинематик тирқишларни ҳисобга олиш математик моделда кўрилаётган трансмиссиянинг эркинлик даражаси ошишига олиб келади.

Дастурлашда трансмиссиядаги барча кинематик тирқишларни алоҳида-алоҳида эътиборга олиш жуда мураккаб жараён, чунки унда нечта кинематик жуфт бўлса, шунча эркинлик даражали математик моделни яратиш ва шундан сўнггина ЭХМ да таҳлил қилиш мумкин бўлади.

Шунинг учун дастлабки изланишларда барча кинематик тирқишларни назарий жиҳатдан бир жойга йиғиб, бўғинларнинг деформациясини эътиборга олиб ва нисбий ишқаланиш жараёнларни киритиб эркинлик даражаси 3 га тенг бўлган ҳисоб-схема тузиш мақсадга мувофиқ деб топилди.

Расмдаги m_{1k} — биринчи бўғинга тегишли бўлган келтирилган масса (инерция моменти); $б_{кт}$ — биринчи ва иккинчи бўғинлар орасидаги келтирилган (йиғилган) кинематик тирқиш; $C_к$ — бўғинларнинг келтирилган бикрлик коэффициенти; m_{2k} — иккинчи бўғиннинг келтирилган массаси (инерция моменти); f_c – сирпанишдаги ишқаланиш коэффициенти; m_{3k} – учинчи бўғиннинг келтирилган массаси.

Ушбу ҳисоб-схема трансмиссиядаги ҳаракат жараёнини қуйидагича тасвирлашга ёрдам беради:

1) двигателдан берилаётган ҳаракатлантирувчи куч $\vec{P}_X$ бўғинни $\vec{V}_i$ тезлик билан ҳаракатланишга мажбурлайди, лекин $б_{кт}$ кинематик тирқиш эвазига ҳаракат кейинги бўғинларга узатилмайди ва секин-аста тирқиш беркила бошлайди. Шу вақтда биринчи бўғинга ишқаланишдаги қаршилик кучлари $\vec{F}_{1ишк}$ таъсир кўрсатади (б - расм);

2) $б_{кт}$ кинематик тирқиш ёпилиб, ҳаракат иккинчи бўғинга (унинг бикрлигига боғлиқ бўлган ҳолда) узатилади. Натижада иккинчи бўғин ўзининг келтирилган массаси (m_{2k}) ва бикрлигига ($C_к$) боғлиқ холда ($\vec{V}_2$) ҳаракатни бошлайди. Бу вақтда унга ишқаланиш қаршилик кучи ($\vec{F}_{2ишк}$) таъсир кўрсатади. Иккинчи бўғиннинг ҳаракати кўчирма ва нисбий элементар тебранма ҳаракатдан иборат бўлади (в-расм). Агар фрикцион узатмадаги ишқаланиш коэффициенти (f_c) ва унинг ёрдамида ҳосил қилинадиган ишқаланиш кучи учинчи бўғинни ҳаракатлантириш учун етарли бўлса, учинчи бўғин ҳам ҳаракатга келади (мазкур жараён математик моделнинг ҳисобий натижаларидан аниқ кўринади, чунки бу жараён кўпгина параметрларга ва уларнинг ўша ондаги қийматларига боғлиқ бўлади);

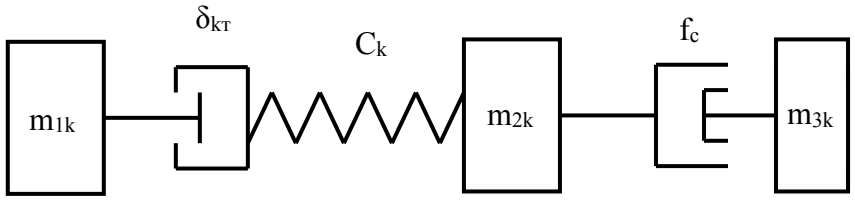
3) фрикцион кучлар етарли бўлгач, ниҳоят, учинчи бўғиннинг аниқ ҳаракатга келиши кутилади. Бунда учинчи бўғин технологик куч ($\vec{P}_T$) таъсирида $\vec{V}_3$ тезликда ҳаракатланади.

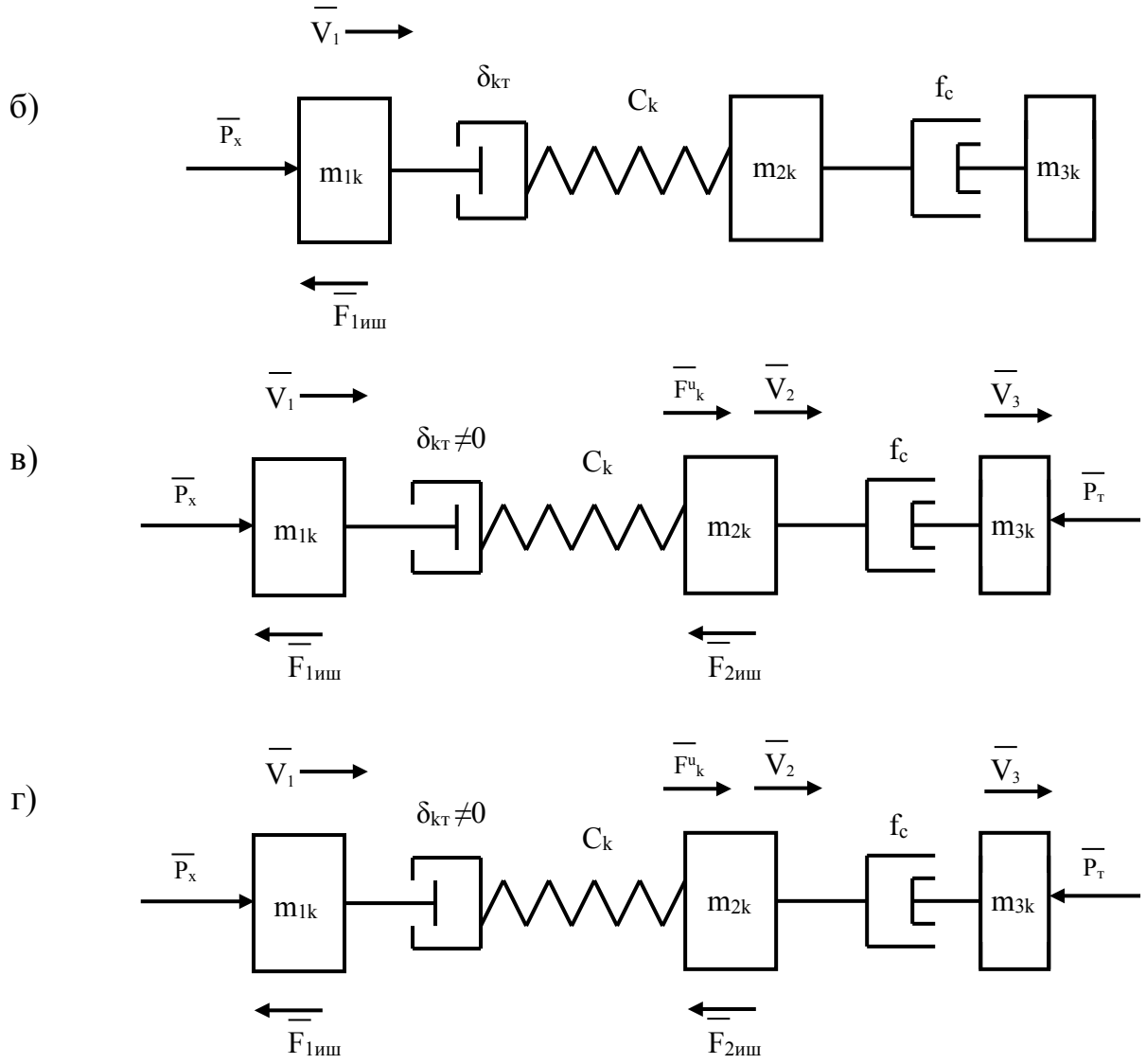
Бўғинлардаги эластиклик ҳисобига тебранма ҳаракатларнинг ортиши ва натижада кинематик тирқиш($б_{кт}$)нинг очилиб қолиш эҳтимоли йўқ эмас. Кинематик тирқиш очилганда, иккинчи ва учинчи бўғинлар инерция кучлари (F_K^u) эвазига ҳаракат қилишлари мумкин (г-расм). Трансмиссиянинг ҳаракати даврида кинематик тирқиш кетма-кет очилиб ва ёпилиб туриши мумкин (бу жараён ҳам математик моделнинг ҳисобий натижаларидан аниқ бўлади).

Машинанинг ҳаракатини таҳлил қилиш учун унинг тўла бир цикли олинади ва у элементар интервалларга бўлинади. Бу элементар интерваллар бўйича математик моделдан фойдаланиб кинематик ва динамик параметрларнинг қийматлари ҳисобланади, керакли диаграммалар қурилади, таҳлил қилинади ва ҳ.к.

Трансмиссия бўғинларининг динамик таъсири ва ҳаракати схемаси

а)





Хулоса:

1. Тасвирланган ҳисоб-схема чизиқли тебранма ҳаракатланувчи система деб аталувчи трансмиссиянинг ҳаракат жараёнини бўғинларнинг деформациясини ва кинематик тирқишларни ҳисобга олган ҳолда тасаввур қилишга, ҳаракатларни бир-бирларидан фарқлашга ҳамда кучларнинг таъсирини математик моделда аниқ ва тўғри акс эттиришга ёрдам беради.

2. Математик моделда кинематик тирқишларни ҳисобга олиш бўғинлар орасидаги зарба жараёнларини янада аниқроқ кўришга, тебранма ҳаракатдаги тезлик ва тезланишларнинг ортиши натижасида зўрайиб кетадиган зарба кучларни ҳисобий-назарий кузатишга ёрдам беради.

3. Ҳисобий натижаларни таҳлил қилиб, трансмиссиядаги деталларнинг ишлаш муддатларини ошириш мақсадида айрим параметрларнинг ($C_к$, $б_{кт}$, f_c, $P_т$) оптимал қийматларини ёки таъсир қонунларини ўзгартиришни тавсия қилиш мумкин бўлади.

Адабиётлар:

1. Собиров Х. Исследование и совершентвование валковых подающих механизмов кривошипных прессов: Автореф дисс... канд.тех.наук.- Новосибирск, 1989

Андижон муҳандислик-иқтисодиёт институти,
2009 йил 10 майда қабул қилинган
(Тақризчи: проф. А.Маматқулов)