

# REPÜLŐGÉP SUGÁRHAJTÓMŰVEK MATEMATIKAI MODELLEZÉSE ÉS A MODELLEK ALKALMAZÁSA A HAJTÓMŰ DIAGNOSZTIKÁBAN

SÁNTA Imre

Budapesti Műszaki Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar  
Járműgépészeti Intézet

## Bevezetés

A jelenleg üzemelő repülőgép sugárhajtóművek az esetek többségében közvetlenül nem alkalmasak fejlett diagnosztikai módszerek alkalmazására, mivel nem rendelkeznek elegendő kialakított mérési, ellenőrzési lehetőséggel, szigorúak a tömeg és geometriai kötelmek a fedélzetre telepíthető berendezések vonatkozásában.

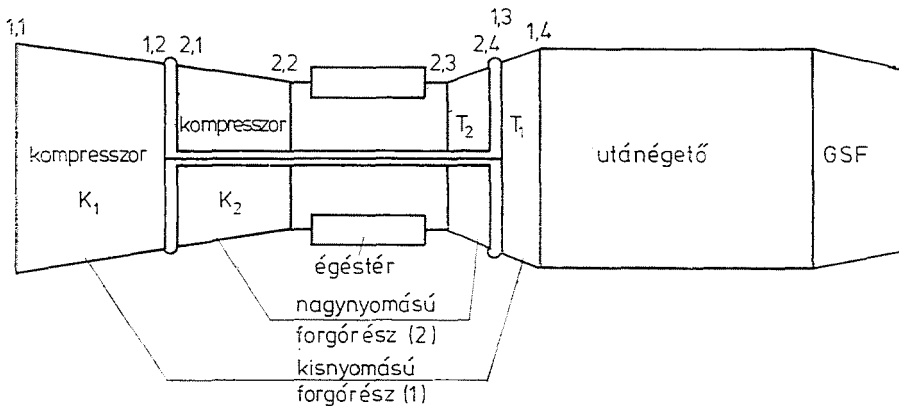
Egy korlátozott számú ellenőrzési hellyel rendelkező hajtómű diagnosztikai rendszerének megtervezésekor az összes lehetséges (meghibásodási hely és érzékelési pont közötti) átviteli út, valamint minden lehetséges bemenő hatás részletes analizisét el kell végezni. Erre legperspektivikusabbnak mutatkozik a hajtómű matematikai modelljének felhasználása.

## A hajtómű matematikai modellje

A hajtómű matematikai modelljén a hajtómű mozgását, a hajtóművön belül lejátszódó folyamatok egyenletekkel való leírása jelenti. Az egyenletek egyrészt a hajtómű elemek együttműködési feltételeit, másrészt azok sajátosságait, karakterisztikáit foglalják magukban.

A kidolgozott digitális modell kétforgórészes, egyáramú, állandó turbina- és kompresszor átömlési keresztmetszetekkel rendelkező hajtóművekre vonatkozik. A fűvécő keresztmetszete változtatható, de nem szabályozott.

A modell megszerkesztését az 1. ábra alapján végeztük.



1. ábra

### Stacioner üzemmódok modellezése

A hajtóművet az egyes elemeire felírt megmaradási egyenletekkel és a szabályozási törvényszerűség megadásával jellemezhetjük.

#### Anyagmérlegek

##### 1. Kis- és nagy nyomású kompresszor

$$m_{k1} - m_{k2} - \Delta m_{k1} = 0 \quad (1)$$

ahol  $m_{k1}$ ,  $m_{k2}$  — a kis-, ill. nagy nyomású kompresszorba belépő,  $\Delta m_{k1}$  — a kisnyomású kompresszorból elvett levegőmennyiség.

##### 2. Égőtér és nagy nyomású turbina

$$m_i + \Delta m_{a3} + \Delta m_{f3} - m_{i2} = 0 \quad (2)$$

ahol  $m_i = 1 + q_T(m_{k2} - \Delta m_{k2})$  — az égőtérből távozó,  $m_{i2}$  — a nagy nyomású turbina belépő gázmennyiség,  $\Delta m_{a3}$ ,  $\Delta m_{f3}$  — az esetleges harmadik forgórész turbínájának hűtésére szolgáló levegő bekeveredő mennyisége (esetünkben  $\Delta m_{a3} = 0$ ,  $\Delta m_{f3} = 0$ ).

##### 3. Nagy nyomású és kisnyomású turbina

$$m_i + \Delta m_{a3} + \Delta m_{f3} + \Delta m_{a2} + \Delta m_{f2} - m_{i1} = 0 \quad (3)$$

itt  $\Delta m_{a2}$ ,  $\Delta m_{f3}$  — a nagy nyomású turbina álló és forgólapátjainak hűtésére elvett levegő visszakeveredett mennyisége,  $m_{i1}$  — a kisnyomású turbina belépő gázmennyiség.

##### 4. Kisnyomású turbina és fúvócső (GSF)

$$m_{i1} + \Delta m_{iu} - m_f = 0 \quad (4)$$

ahol  $m_f$  — a GSF legszűkebb keresztmetszetén átáramló gáz tömege,  $\Delta m_{iu}$  — az utánégetőbe bevitt üzemanyag mennyisége.

#### Energia mérlegek

##### 1. Kisnyomású forgórész

$$m_{i1} W_{i1} \eta_{m1} - m_{k1} W_{k1} - \Delta P_1 = 0 \quad (5)$$

ahol  $W_{i1}$  — a kisnyomású turbina fajlagos munkája,  
 $\eta_{m1}$  — a kisnyomású forgórész mechanikai hatásfoka,  
 $W_{k1}$  — a kisnyomású kompresszor fajlagos munkája,  
 $\Delta P_1$  — a kisnyomású forgórészről levett teljesítmény.

2. Nagynyomású forgórész

$$m_{i2} W_{i2} \dot{\eta}_{m2} - m_{k2} W_{k2} - \Delta P_2 = 0 \tag{6}$$

ahol az egyes mennyiségek jelentése az előzővel megegyező, csak értelemszerűen a nagynyomású forgórészre vonatkoznak.

*Szabályozási törvényszerűség*

A hajtómű kisnyomású forgórészének fordulatszámja kerül szabályozásra, vagyis  $n_1 = \text{const.}$ , így írható

$$n_1 - n_{10} = 0 \tag{7}$$

ahol  $n_{10}$  — a kisnyomású forgórész névleges fordulatszámja.

Végeredményben tehát a hajtómű matematikai modelljét az (1)–(7) egyenletekből álló alap egyenletrendszer alkotja.

Az egyes egyenletekben szereplő mennyiségek az adott elem belső törvényszerűségei, sajátosságai, jelleggörbéi alapján számíthatók, az egyenletek külön-külön zárt egységet képeznek. A felírt hét egyenletből az utolsó mivel a szabályozás törvényszerűsége  $n_1 = n_{10}$  — triviális, így végeredményben 6 egyenletünk van, melyből 6 ismeretlen számítható. Ahhoz, hogy a 6 független változó melyik állapotjelző csoport legyen, fel kell tárnunk az egyes egyenletek tartalmát.

A kompresszorokon átáramló közegmennyiség, a kompresszor izentropikus hatásfoka a különféle üzemmódokban a kompresszorok jelleggörbéivel jellemezhető. A turbina fokozatok áteresztő képessége, hatásfoka az üzemmód függvényében szintén a jelleggörbékkel adható meg.

Az égőtér, fűvócső sajátosságait a belső folyamatokat leíró termo-gázdinamikai összefüggésekkel tükröztethetjük.

A munkák számítását a szokványos termodinamikai módszerekkel végezzük [1].

A karakterisztikák kivételével a stacioner üzemmódok matematikai modelljébe figyelembe vettük a fajhők és gázállandóösszetétel függését, továbbá a fajhők hőmérséklet függését.

A továbbiakban a belső függvénykapcsolatokat (itt nem közöljük) felhasználva az (1)–(7) egyenletrendszerben szereplő mennyiségek felírhatók mint néhány alap paraméter egyértelmű függvényei

$$\begin{aligned} m_{k1} &= f(\pi_{k1}^* \bar{n}_{\text{átsz}}) \\ m_{k2} &= f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}) \\ m_e &= f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i) \\ m_{i2} &= f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i2}^*) \\ m_{i1} &= f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i1}^*, \pi_{i2}^*) \end{aligned}$$

$$P_{i2} = m_{i2} W_{i2} = f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i2}^*)$$

$$P_{k2} = m_{k2} W_{k2} = f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}})$$

$$P_{i1} = m_{i1} W_{i1} = f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i1}^*, \pi_{i2}^*)$$

$$P_{k1} = m_{k1} W_{k1} = f(\pi_{k1}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}})$$

$$m_j = f(\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i1}^*, \pi_{i2}^*)$$

itt  $\pi^*$  — torlóponyi nyomásviszonyt,  $\bar{n}_{\text{átsz}}$  — relatív átszámított fordulatszámot,  $q_i$  — az 1 kg/s levegőre jutó fajlagos üzemanyag-fogyasztást jelöl.

A levegőmennyiség-, teljesítmény elvételeket, a hűtés után bekeveredett levegőmennyiséget állandónak, ill. a kompresszor által szállítható légmennyiség bizonyos százalékának — adottnak — tekintjük.

A függvénykapcsolatok egyértelműen mutatják, hogy az (1) — (7) egyenletrendszerben szereplő mennyiségek a

$$\pi_{k1}^*, \pi_{k2}^*, \bar{n}_{1\text{átsz}}, \bar{n}_{2\text{átsz}}, q_i, \pi_{i1}^*, \pi_{i2}^*$$

azaz 7 változó ( $n_1 = \text{const}$  esetén 6) függvényeként felírhatók. Tehát végeredményben az (1) — (7) egyenletrendszert a fenti ismeretlenekre kell megoldani, s ezzel a matematikai modell működésbe lép.

Általánosságban az alap-egyenletrendszer szükséges egyenleteinek számát megkapjuk, ha a forgórész(ek) számának háromszorosához hozzáadjuk a gázáramok (egy- vagy kétáramú) számát.

A számítóprogram felépítésének olyannak kell lennie, hogy az rendszere-  
sen generálja az alap-egyenletrendszerben szereplő mennyiségeket.

Az (1) — (7) nem lineáris egyenletrendszer megoldása többféle numerikus módszerrel lehetséges. Mi a célnak legjobban megfelelőnek a Newton-féle módszert találtuk azért, mert a megoldások kezdeti értékei a módszer megkövetelte pontossággal becsülhetők, a konvergencia csak rendkívül rossz felvétel esetén válik kétségesé. Mellette szól jó áttekinthetősége, s nem utolsó sorban gyorsasága.

### *A tranziens folyamatok matematikai modellezése*

A hajtómű tranziens folyamatai (leállítás, indítás, gázelvétel, gázadás stb.) szintén függvényei a hajtómű állapotának. A modell illetve a folyamatokat leíró egyenletrendszer összeállításánál általában figyelemmel kell lennünk a hajtóműben levő különféle energia- és anyagtárolók (akkumulátorok) tárolóképességének időbeni megváltozására.

Esetünkben konkrétan a leállítási folyamatot vizsgáltuk.

Az egyenletek felírásánál feltételeztük a munkafolyamat kvazistacioner jellegét, illetve a következő elhanyagolásokkal éltünk:

- a tárolók közül csak a forgórészek tehetetlenségéből adódó mozgási energia felhalmozódást vettük figyelembe, a többi mint ehhez képest kicsiny hatásokat nem számítottuk;
- a hajtómű elemeinek jelleggörbéit a stacioner üzemmódban érvényessel vettük azonosnak,
- a munkaközeg és a hajtómű szerkezeti elemei között instacioner hőcserét úgy vettük számításba, hogy a tüzelőtér kialakása után a  $T_3^*$  hőmérsékletet az idő függvényében exponenciálisan csökkenőnek tekintettük.

A forgórészek energiaegyenlete instacioner esetben módosul, mivel figyelembe vesszük az ezekben tárolt ill. tárolható mozgási energia időbeni megváltoztatását.

A kisnyomású forgórész egyenlete

$$4\pi^2\Theta_1 n_1 \frac{dn_1}{d\tau} = m_{i1} W_{i1} \eta_{m1} - m_{k1} W_{k1} - \Delta P_1 \quad (8)$$

míg a nagynyomású analóg módon

$$4\pi^2\Theta_2 n_2 \frac{dn_2}{d\tau} = m_{i2} W_{i2} \eta_{m2} - m_{k2} W_{k2} - \Delta P_2 \quad (9)$$

alakú lesz, ahol  $\Theta_1, \Theta_2$  — a kis ill. nagynyomású forgórész tehetetlenségi nyomatéka;  $n$  — a fizikai fordulatszám.

A folyamatokat leíró egyenletrendszert végeredményben a (1)–(4), (8), (9) egyenletek képezik, szükség szerint kiegészítve a szabályozási törvényszerűséggel. A független változók száma ( $n_{\text{átsz1}}, n_{\text{átsz2}}, \eta_{k1}, \eta_{k2}, \eta_{T1}, \eta_{T2}, q_i$ ) megegyezik a stacioner üzemmódnál meglévőkkel.

Leállási folyamat számítása során  $q_i = 0$ , valamint a szabályozási törvényszerűség egyenlete elmarad. A  $T_3^*$  hőmérséklet-változást az idő függvényében a

$$T_3^* = T_2^* + \frac{T_3^* - T_2^*}{e^\tau}$$

kifejezéssel vettük figyelembe.

A nem lineáris differenciál egyenletrendszert Euler módszerével oldottuk meg.

A  $\Delta\tau$  időléptéknél

$$\Delta\tau \leq (0,2 \div 0,3)\tau_{\min}$$

feltételt célszerű betartani, ahol  $\tau_{\min}$  a rendszer időállandói közül a legkisebb. Esetünkben  $\Delta\tau = 0,05$  s.

Keverőtérrel rendelkező kétáramú hajtóművekre mind a stacioner, mind instacioner üzemmódokra a fenti egyenletek értelemszerűen alkalmazhatók,

kiegészítésként a két áram statikus nyomásának egyenlőségi feltétele jelenik meg a keverőtérbe történő belépésnél:

$$p_I - p_{II} = 0 \quad (10)$$

Az újabb változó pedig a ventilátor nyomásviszonya lesz.

### A modell felhasználása diagnosztikai célokra, számítási eredmények

A stationer üzemmódokra kidolgozott matematikai modell segítségével vizsgáltuk a különböző izolált károsodások hatását a hajtómű jellemző paramétereire úgy, hogy egy alap üzemmód (pl. felszálló) adatait bázisnak tekintve rendre 2%-kal rontottuk a különböző határfok-, veszteségtényező értékeket, szűkítettük a turbina, kompresszor és GSF keresztmetszeteket, növeltük a levegőelfolyást stb.

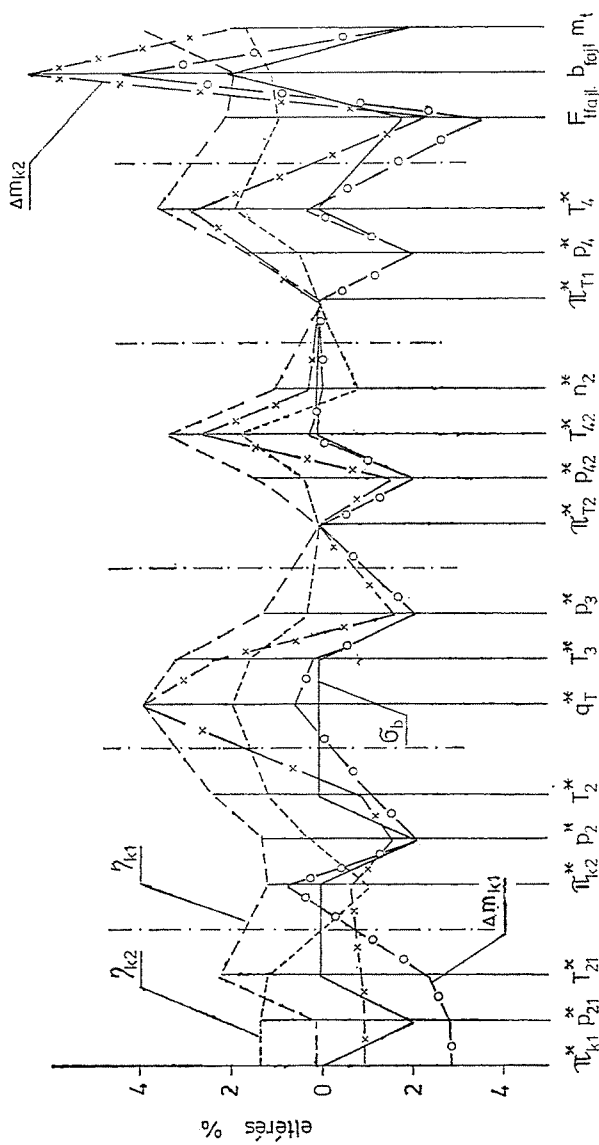
Az így elvégzett paraméter érzékenységi vizsgálat eredményeit szemlélteti például az izolált kompresszor meghibásodásokra a 2. ábra. A diagram vízszintes tengelyén jelöltük a számított hajtómű jellemzőket a gáz áramlásának (a hajtómű felépítésének) sorrendjében, a függőlegesen pedig a %-os eltérést a bázis értéktől. Amennyiben hasonló diagramokat építünk fel a többi izolált meghibásodásra, szembevetünk az egyes paramétereknek a károsodásokkal szembeni különféle érzékenysége, s kiválaszthatjuk azokat a paramétereket, amelyek diagnosztikai célra számításba vehetők.

Az olyan jellemzőknek az információ tartalma, melyek minden károsodási folyamatnál megváltoznak, azok jellegét illetően zérus. Az is lehetséges, hogy az általunk vizsgált jellemzők között van felesleges, melyet elhagyva ugyanolyan értékű információt nyerünk a többi paraméter segítségével, mintha mértük volna. Nyilvánvaló, célszerű a diagnosztikai jellemzők optimumát meghatározni.

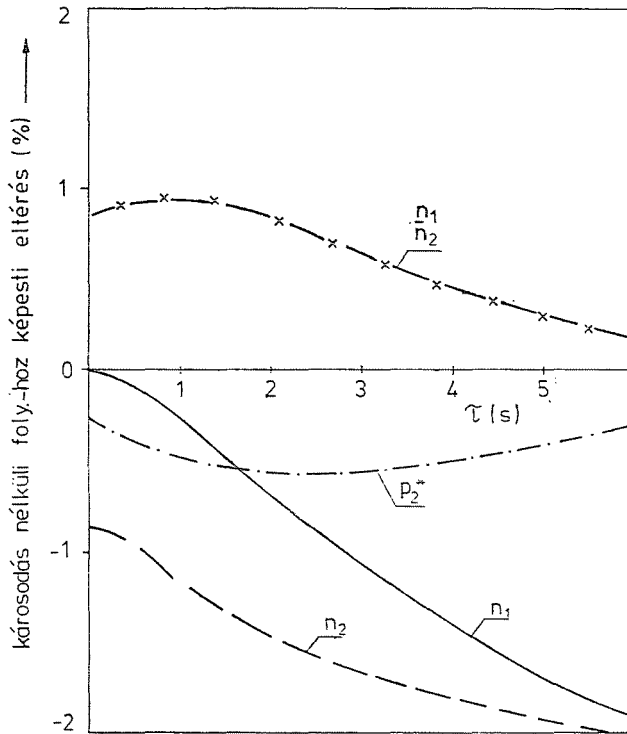
A legkisebb számú, ugyanakkor az objektumot legjobban jellemző paraméter csoportot Szideev módszerével [2] határoztuk meg. A javasolható paraméterek a vizsgált hajtómű esetében: a kisnyomású kompresszor nyomásviszonya ( $\pi_{k1}^*$ ), a kisnyomású kompresszor utáni ( $T_{21}^*$ ), a nagynyomású kompresszor utáni ( $T_2^*$ ) hőmérsékletek, a nagynyomású forgórész fordulatszáma ( $n_2$ ), a nagynyomású kompresszor utáni nyomás ( $P_2^*$ ), valamint az 1 kg/s levegőre jutó üzemanyag-fogyasztás ( $q_t$ ).

Annak megállapítása céljából, hogy a leállási folyamat alkalmas-e diagnosztizálásra, azaz, hogy a folyamat során a paraméterek időbeni változásából lehet-e valamilyen következtetést levonni a hajtómű állapotára, elvégeztük a leállási folyamat számítását több izolált károsodási változatra.

Mielőtt azonban közvetlenül az alapgáz üzemmódtól az égőtér kioltásával kezdődő leállási folyamat számításához láttunk volna, a matematikai modell segítségével meg kellett határozni az alapgáz üzemmód jellemzőit.



2. ábra. A kompresszorok károsodásának hatása



3. ábra. A nagynyomású kompresszor 20%-os hatásfok-csökkenésének hatása

Ezt úgy hajtottuk végre, hogy először az  $n_{\text{látsz}}$  fordulatszámot csökkentettük fokozatosan  $n_{\text{látsz}} = 0,35$ -ig, majd állandó fordulatszám mellett változtattuk a GSF keresztmetszetét az alapgázt jellemző értékig. Az ilyen együttműködési görbék számításakor a Newton-módszer szerinti első felvett érték a megelőző pont eredménye volt.

A leállási folyamat számítások eredményeiből kitűnik, hogy a különféle károsodások befolyásolják a leállási folyamatot. Az is jól látszik, hogy az alapul vett folyamathoz képest elsősorban a fordulatszám tekintetében mutatkozik olyan eltérés, amely mérőműszerrel jól kimutatható és az idő függvényében felvéve értékelhető. Viszonylag kicsik az eltérések a termikus jellemzők vonatkozásában. A számítási eredményekből a nagynyomású kompresszor hatásfok romlásának a leállási folyamat jellemzőire gyakorolt hatását a 3. ábra szemlélteti. A kapott eredmények összhangban vannak a hajtóműben jól követhető fizikai folyamatokkal, pl. a nagynyomású forgórész hatásfokának romlása mindkét forgórész gyorsabb megállásához vezet.



## Összefoglalás

A dolgozat tartalmazza a gázturbinás sugárhajtóművek stationer és tranziens folyamatait szimuláló matematikai modell összeállításának elveit. Kétforgórészes egyáramú hajtómű példáján keresztül kitér a modellnek hajtómű gáz-levegő áramlási rendszer diagnosztikájában történő alkalmazási lehetőségeire.

## Irodalom

1. Sljahtenko Sz. M. i drugie: Teorija V R D. Moszkva 1975.
2. Szirotin N. N. i drugie: Diagnosztika aviacionnüh G. T. D. Moszkva 1979.

Dr. Sánta Imre egy. adjunktus