

Utjecaj odabira reduktora na porivni sustav malog ribarskog broda

Licardo, Gabriel

Undergraduate thesis / Završni rad

2022

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka / Sveučilište u Rijeci**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:231:040073>

Rights / Prava: [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2025-02-24**

Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka University Studies, Centers and Services - RICENT Repository](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI
Studij politehnike

Preddiplomski sveučilišni studij politehnike

Gabriel Licardo

Utjecaj odabira reduktora na porivni sustav malog ribarskog broda

Završni rad

Mentor: doc. dr. sc. Ivica Ančić

Rijeka, 2022.

UNIVERSITY OF RIJEKA
School of Polytechnics

Undergraduate study of Polytechnics

Gabriel Licardo

Influence of the gear selection on the
small fishing vessel propulsion
system

Bachelor thesis

Supervisor: doc. dr. sc. Ivica Ančić

Rijeka, 2022.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem svima koji su mi na bilo koji način pomogli tijekom mog školovanja.

Posebno zahvaljujem mentoru doc. dr. sc. Ivici Ančiću na strpljenju, brojnim konzultacijama i korisnim savjetima te na ustupljenoj literaturi tijekom izrade ovoga završnog rada. Također, zahvaljujem se na temi završnog rada kojom me uveo u brodsko područje kao i na ukazanom povjerenju tijekom studija.

Gabriel Licardo

Zadatak za završni rad

Pristupnik: Gabriel Licardo

Naziv završnog rada: Utjecaj odabira reduktora na porivni sustav malog ribarskog broda

Naziv završnog rada na eng. jeziku: Influence of the gear selection on the small fishing vessel propulsion system

Sadržaj zadatka:

Za zadani mali ribarski brod potrebno je prikazati utjecaj odabira prijenosnog omjera reduktora na energetske i ekološke značajke porivnog sustava.

Završni rad treba sadržavati sljedeće:

1. kraći uvod u kojemu će se ukratko opisati porivni sustav malog ribarskog broda,
2. metodologiju odabira optimalnog prijenosnog omjera reduktora za različite operativne režime plovidbe,
3. grafički i tablični prikaz dobivenih rezultata uz odabir prikladnog reduktora dostupnog na tržištu,
4. raspravu o dobivenim rezultatima uz osvrt na utjecaj prijenosnog omjera na energetske i ekološke značajke malog ribarskog broda,
5. zaključak i preporuke vezane za flotu ribarskih brodova u Hrvatskoj.

Mentor: doc. dr. sc. Ivica Ančić



(potpis mentora)

Voditelj za završne radove



Zadatak preuzet: datum 14.3.2022.



(potpis pristupnika)

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS OZNAKA	IV
SAŽETAK.....	V
SUMMARY	VI
1. UVOD.....	1
1.1. Glavni/pogonski stroj	1
1.2. Prijenosnik snage	2
1.3. Brodski propulzor	3
2. METODOLOGIJA IZRAČUNA	4
2.1. Metodologija izračuna parametara ovisnih o brodskom propulzoru	4
2.2. Metodologija izračuna ostalih parametara	5
2.2.1. Parametri pogonskog stroja.....	6
2.2.2. Parametri prijenosnog voda	7
3. IZRAČUN.....	9
3.1. Primjer.....	9
3.1.1. Početni podaci	9
3.1.2. Vijak.....	10
3.1.3. Pogonski stroj.....	11
3.1.4. Prijenosni omjer	12
3.2. Rezultati	13
3.2.1. Promjena A_E/A_0	14
3.2.2. Promjena P/D	18
3.2.3. Promjena D	21
3.2.4. Promjena T.....	24
3.2.5. Promjena i (konstantna radna točka).....	27
3.2.6. Promjena i (konstantna sila poriva)	31
4. RASPRAVA.....	33
5. ZAKLJUČAK.....	35
LITERATURA.....	36

POPIS SLIKA

Slika 1	Elementi porivnog sustava broda [2].....	3
Slika 2	Prijenos snage i vrste gubitaka u porivnom sustavu [5].....	6
Slika 3	Udjeli pojedinih vrsta gubitaka u porivnom sustavu [5].....	8
Slika 4	Dijagram vijka - $A_E/A_0 = 0,8$ [8].....	10
Slika 5	Očitavanje hidrodinamičkih značajki.....	10
Slika 6	Dijagram motora MAN D2866 [9].....	12
Slika 7	Postupak očitavanja vrijednosti iz dijagrama motora.....	12
Slika 8	Dijagram vijka - $A_E/A_0 = 0,3$ [8].....	14
Slika 9	Dijagram vijka - $A_E/A_0 = 0,5$ [8].....	15
Slika 10	Dijagram vijka - $A_E/A_0 = 1$ [8].....	17
Slika 11	Usporedba različitih omjera raširene ploštine krila vijka.....	18
Slika 12	Usporedba različitih uspona vijka.....	21
Slika 13	Usporedba različitih promjera vijaka.....	24
Slika 14	Usporedba različitih sila poriva.....	27
Slika 15	Dijagram motora za 3.2.5.....	28
Slika 16	Usporedba različitih prijenosnih omjera pri konstantnoj radnoj točki motora.....	30
Slika 17	Usporedba različitih prijenosnih omjera pri konstantnoj sili poriva.....	32

POPIS TABLICA

Tablica 1	Početni podatci	14
Tablica 2	Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,3$	15
Tablica 3	Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,5$	16
Tablica 4	Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,8$	16
Tablica 5	Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,5$	17
Tablica 6	Rezultati slučaja $P/D = 0,5$	19
Tablica 7	Rezultati slučaja $P/D = 0,8$	19
Tablica 8	Rezultati slučaja $P/D = 1,1$	20
Tablica 9	Rezultati slučaja $P/D = 1,4$	20
Tablica 10	Rezultati slučaja $D = 1\text{m}$	22
Tablica 11	Rezultati slučaja $D = 1,5\text{m}$	22
Tablica 12	Rezultati slučaja $D = 2\text{m}$	23
Tablica 13	Rezultati slučaja $D = 2,5\text{m}$	23
Tablica 14	Rezultati slučaja $T = 20\text{kN}$	25
Tablica 15	Rezultati slučaja $T = 35\text{kN}$	25
Tablica 16	Rezultati slučaja $T = 50\text{kN}$	26
Tablica 17	Rezultati slučaja $T = 65\text{kN}$	26
Tablica 18	Rezultati slučaja $i = 10$	28
Tablica 19	Rezultati slučaja $i = 11,5$	29
Tablica 20	Rezultati slučaja $i = 13$	29
Tablica 21	Rezultati slučaja $i = 14,5$	30
Tablica 22	Rezultati slučaja za 3.2.6.	31
Tablica 23	Rezultati slučaja promjene prijenosnog omjera	31

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_E/A_O	1	Omjer površine krila
B	kg/s	Maseni protok
D	m	Promjer vijka
H_d	kJ/kg	Donja ogrijevna vrijednost
i	1	Prijenosni omjer reduktora
K_Q	1	Koeficijent momenta
K_T	1	Koeficijent poriva
M	Nm	Moment na prirubnici koljenastog vratila
n_m	o/s, rpm	Brzina vrtnje koljenastog vratila
n_v	o/s	Brzina vrtnje vijka
P/D	1	Omjer uspona vijka
P_0	W	Snaga poriva
P_B	W	Kočena snaga
P_D	W	Snaga predana propulzoru
P_{dov}	W	Dovedena snaga
P_I	W	Indicirana snaga
Q	Nm	Moment vrtnje propulzora
$SFOC$	g/kWh	Specifična potrošnja goriva
T	N	Sila poriva
η_i	1	Indicirana korisnost dizelskog motora
η_M	1	Mehanički stupanj korisnosti
η_v	1	Koeficijent korisnosti vratilnog voda
ρ	kg/m ³	Gustoća fluida
ω	rad/s	Kutna brzina vrtnje vijka

SAŽETAK

U radu se daje uvid u osnovne zadaće i značajke propulzijskih podsustava te je ukratko opisana njihova povijest razvoja. Osnovna zadaća porivnog sustava je stvaranje sile poriva potrebne kako bi se brod gibao zadanom brzinom – plovio. Rad prikazuje metodologiju proračuna porivnog sustava broda. Za stvaranje poriva potrebno je na brod ugraditi propulzijski sustav koji se sastoji od tri podsustava: pogonskog stroja, prijenosnika snage i broskog propulzora. Završni rad prikazuje kako promjena pojedinih dijelova i zahtjeva propulzijskog sustava utječe na rad ostalih propulzijskih podsustava, te je prikazano kako promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na porivni sustav broda.

Ključne riječi: *brodska propulzija; porivni sustav broda; prijenosni omjer reduktora; radna točka broskog motora*

SUMMARY

The paper provides insight into the basic tasks and features of propulsion subsystems and briefly describes their development history. The basic task of the propulsion system is to create the propulsion force necessary for the ship to move, or sail, at a given speed. The paper presents the calculation methodology of the ship's propulsion system. In order to generate thrust, it is necessary to install a propulsion system on the ship, which consists of three subsystems: the propulsion engine, the power transmission and the ship's propulsor. This paper also shows how the change of individual parts and requirements of the propulsion system affects the operation of other propulsion subsystems. Lastly, it is shown how the change in the transmission ratio of the reducer affects the propulsion system of the ship.

Keywords: gear ratio; ship's propulsion; vessel's propulsion system; working point of ship's engine

1. UVOD

Osnovna zadaća porivnog sustava je stvaranje sile poriva kako bi se brod gibao određenom brzinom – plovio. Za stvaranje poriva potrebno je na brod ugraditi pogonski (propulzijski) sustav koji se općenito sastoji od tri podsustava, a to su:

- 1) Glavni/pogonski stroj
- 2) Prijenosnik snage
- 3) Brodski propulzor

gdje je glavni/pogonski stroj izvor mehaničke snage, koja se putem prijenosnika snage prenosi do samog brodskog propulzora pomoću kojeg, na koncu, nastaje poriv.

U uvodnom dijelu rada nabrojani su i objašnjeni dijelovi porivnog sustava malog broda te je ukratko prikazana povijest njihova razvoja. Drugo poglavlje prikazuje metodologiju izračuna porivnog sustava broda. Nadalje, računskim primjerima trećeg poglavlja prikazano je kako promjene dijelova pojedinih podsustava utječu na promjene ostalih propulzijskih podsustava. Naposljetku, kao cilj rada prikazano je kako promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na ekonomske i ekološke značajke plovidbe.

1.1. Glavni/pogonski stroj

Iako su na prvim plovilima izvori mehaničke snage bili ljudi i životinje, brz napredak tehnologije, posebice nakon prve industrijske revolucije, zamijenio je „žive motore“ toplinskim strojevima koji koriste kemijsku energiju pohranjenu u ugljenu, a nakon druge industrijske revolucije u naftnim derivatima te radioaktivnim gorivima.

Prvi toplinski stroj koji se ugrađivao na brodove bio je parni stroj, čije su glavne odlike: dobra prilagodljivost raznovrsnim uvjetima plovidbe, mogućnost korištenja relativno jeftinog goriva te mala brzina vrtnje koja ne zahtjeva primjenu reduktora. Uz to, parni je stroj bio vrlo siguran i pouzdan stroj. Mana parnoga stroja bila je njegova velika težina i obujam kao i ograničena snaga po cilindru te nizak stupanj djelovanja koji rezultira visokom specifičnom potrošnjom goriva [1].

Neposredno prije Prvoga svjetskog rata dominantnost pogonskog stroja promijenila se sa parnoga stroja na parnu turbinu, a nakon prve naftne krize na dizelski motor. Za razliku od parnoga stroja, parna turbina ima veći stupanj djelovanja, mirniji hod te mogućnost razvijanja većih snaga po težini stroja. Nedostatak parne turbine je nemogućnost prekretanja te velika brzina vrtnje koja zahtijeva ugradnju skupih i glomaznih reduktora. Iako parna turbina s reduktorom ima dobar omjer snage/težine, uz nju uvijek ide razmjerno teški parni kotao, pa u konačnici omjer snage/težine nije toliko velik [1].

Također, početkom 20. stoljeća na brodove su se počeli ugrađivati i motori s unutarnjim izgaranjem od kojih su najbrojniji dizelski motori, te rjeđe, posebno na manjim i brzim čamcima, benzinski motori. Glavne prednosti dizelskog motora su visoki stupanj djelovanja te dobar omjer snage/težine, dok su mu mane relativno visoka nabavna cijena te skupo održavanje [1].

Kako su danas najčešći pogonski strojevi suvremenih brodova upravo dizelski motori, u nastavku rada pri proračunima odabran je četverotaktni brzokretni dizelski motor.

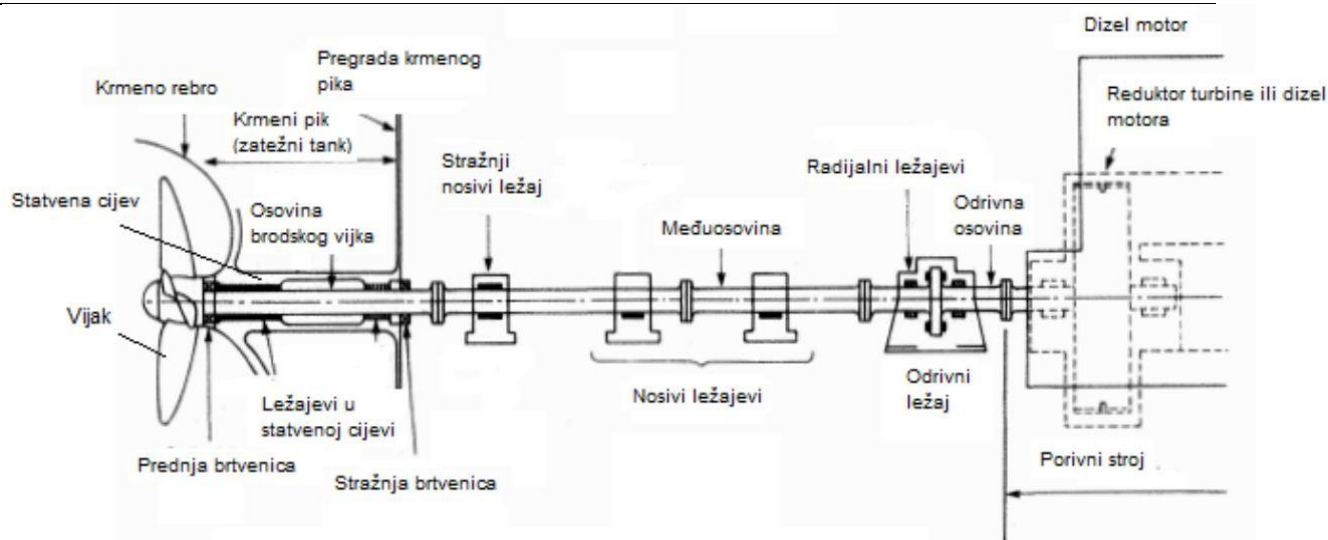
1.2. Prijenosnik snage

Prijenosnici snage, kao što im i samo ime govori, služe za prijenos mehaničke energije od izvora - pogonskog stroja, do potrošača – brodskog propulzora.

Pogonski strojevi s malom brzinom vrtnje izravno su priključeni na vratilni vod, dok su pogonski strojevi s većom brzinom vrtnje (>200 o/min) priključeni na osovinski vod indirektno putem zupčanih prijenosnika – reduktora koji služe za dobivanje optimalnog broja okretaja brodskog vijka [2].

Tako se dakle energija s motora na brodski vijak tipično prenosi: neposredno; pomoću reduktora; pomoću reduktora i prekretno spojke (koja omogućuje promjenu smjera vrtnje brodskog vijka u odnosu na smjer vrtnje vratila motora) te električno generatorima i elektromotorima [2].

Slika 1 prikazuje elemente neposrednog porivnog sustava broda na kojoj su, uz pogonski stroj i brodski vijak, prikazani i elementi prijenosnika snage.



Slika 1 Elementi porivnog sustava broda [2]

U nastavku rada kao cilj proračuna izračunava se prijenosni omjer reduktora ovisno o brzini vrtnje pogonskog stroja te brodskog vijaka.

1.3. Brodski propulzor

Po definiciji, propulzor je sredstvo, naprava ili uređaj koji preuzima snagu pogonskog stroja, vjetra ili čovjeka i pretvara je u porivnu silu. Dakle, osnovna zadaća brodskog propulzora je osigurati poriv [3].

Početne inačice propulzora uvelike se razlikuju od propulzora kakve koriste današnji suvremeni brodovi. Iako su prvi propulzori bile ruke, a potom i vesla, njihovo zlatno doba ugasilo se sve većom primjenom jedara. Poriv brodova jedrima dominirao je više tisuća godina sve do razvoja parnih strojeva koji su pokretali brodska kola. Iako su se jedra, brodska kola, te općenito propulzori neprestano razvijali i usavršavali, velika promjena uslijedila je početkom 19. stoljeća primjenom brodskih vijaka kao propulzora [1].

Kako je u današnje vrijeme brodski vijak najčešći tip propulzora, i u nastavku rada pri proračunima kao propulzor odabran je četverokrilni brodski vijak.

U nastavku, za režim rada broda odabran je najteži režim, takozvana *vuča na stupu* (engl. *bollard pull condition*) koji predstavlja rad na mjestu kakvog primjerice obavljaju remorkeri pri odsukivanju nasukanog broda [1].

2. METODOLOGIJA IZRAČUNA

2.1. Metodologija izračuna parametara ovisnih o brodskom propulzoru

Osnovna zadaća brodskog vijka je osigurati poriv, odnosno stvoriti silu poriva. Eksperimentalnim mjerenjima utvrđeno je da se sila poriva T može odrediti izrazom:

$$T = K_T \times \rho \times D^4 \times n_v^2 \quad (1)$$

Gdje je:

T – sila poriva, N,

K_T – koeficijent poriva, -,

ρ – gustoća fluida, kg/m³,

D – promjer vijka, m,

n_v – brzina vrtnje vijka, o/s.

Koeficijent poriva K_T je bezdimenzijska hidrodinamička značajka čija se vrijednost izračunava iz rezultata mjerenja dobivenih pokusom slobodne vožnje vijka. Sami bezdimenzijski koeficijenti vijka ovise o njegovom obliku, odnosno o geometriji vijka, a ne o npr. konkretnim vrijednostima promjera, brzine napredovanja, brzine vrtnje i slično [1].

Gustoća fluida ρ , u našem slučaju gustoća morske vode, ovisi o kemijskom sastavu (kod morske vode pretežno o salinitetu) te (manje) o tlaku i temperaturi kapljevine.

Promjer vijka D predstavlja promjer ocrtane kružnice vrha krila vijka, a brzina vrtnje n_v broj okretaja vijka u jednoj sekundi.

Moment vrtnje propulzora Q određen je izrazom:

$$Q = K_Q \times \rho \times D^5 \times n_v^2 \quad (2)$$

Gdje je:

Q – moment vrtnje propulzora, Nm,

K_Q – koeficijent momenta, -,

D – promjer vijka, m,

n_v – brzina vrtnje vijka, o/s.

Koeficijent momenta K_Q je, kao i koeficijent poriva K_T , bezdimenzijska hidrodinamička značajka čija se vrijednost očituje iz dijagrama vijka u slobodnoj vožnji.

Snaga predana propulzoru P_D računa se prema izrazu (3). Valja naglasiti da će učinkovitost broskog vijka biti najveća kod vijaka s najmanjim brojem krila (dva), ali se takvi vijci u komercijalne svrhe praktički ne koriste zbog nužnosti zadovoljavanja zahtjeva čvrstoće uslijed velikih opterećenja [4].

$$P_D = Q \times \omega = Q \times 2 \times \pi \times n_v \quad (3)$$

Gdje je:

P_D – snaga predana propulzoru, W,

Q – moment vrtnje propulzora, Nm,

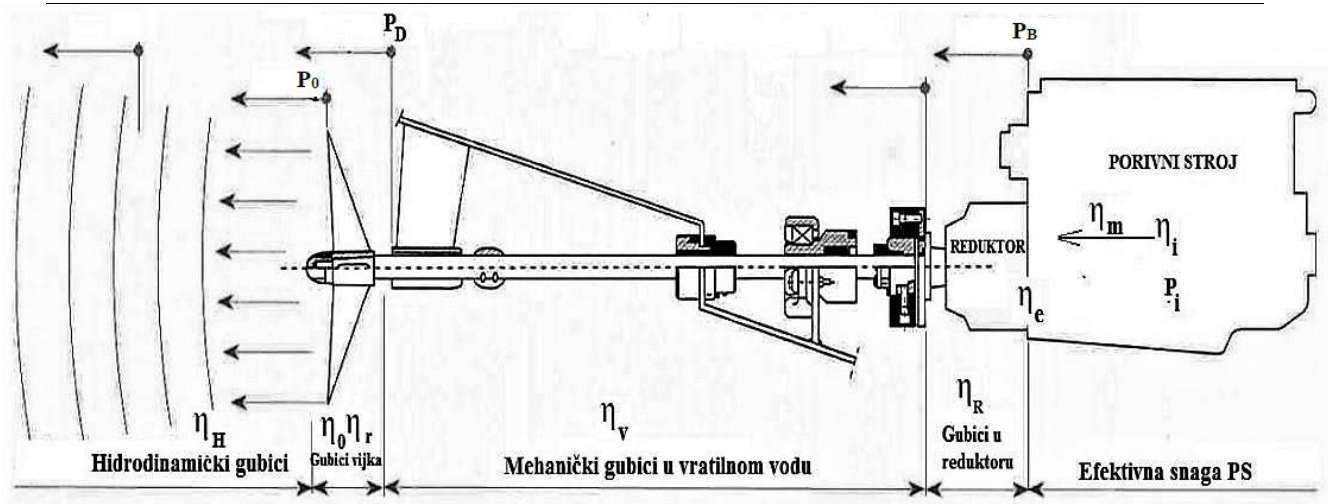
ω – kutna brzina vrtnje vijka, rad/s,

n_v – brzina vrtnje vijka, o/s.

2.2. Metodologija izračuna ostalih parametara

Mehaničku snagu potrebnu za poriv broda proizvodi pogonski stroj. U našem slučaju je to dizelski motor koji kemijsku energiju sadržanu u gorivu pretvara u mehaničku. Ukupna snaga dobivena izgaranjem određene količine goriva u jedinici vremena naziva se dovedena snaga P_{dov} . Tu dovedenu snagu toplinski stroj ne može u cijelosti iskoristiti već se dio nje „gubi“ odvođenjem topline u okolinu, hlađenjem motora i ispušnim plinovima. Snaga umanjena za iznos tih gubitaka naziva se indicirana snaga dizelskog motora te se označava sa P_I [5].

Zbog mehaničkih gubitaka u dizelskom motoru, snaga mjerena na prirubnici koljenastog vratila manja je od inducirane snage P_I pa se ta snaga naziva kočena snaga motora P_B . Nadalje, snaga predana propulzoru P_D predstavlja snagu koje vratilo predaje propulzoru te je ona, zbog gubitaka prijenosa, manja od kočene snage P_B . Snaga koju propulzor uslijed vlastitih gubitaka uistinu iskorištava za poriv nazivamo snaga poriva P_O [5]. Slika 2 slikovito prikazuje prijenos snage te vrste gubitaka u porivnom sustavu.



Slika 2 Prijenos snage i vrste gubitaka u porivnom sustavu [5]

2.2.1. Parametri pogonskog stroja

Ukupna dovedena snaga pogonskom dizelskom motoru P_{dov} predstavlja toplinu sadržanu u gorivu te se definira izrazom:

$$P_{dov} = B \times H_d \quad (4)$$

Gdje je:

P_{dov} – dovedena snaga, W,

B – maseni protok, kg/s,

H_d – donja ogrjevna vrijednost, kJ/kg.

Odnos indicirane snage dizelskog motora P_I i dovedene snage P_{dov} prikazan je izrazom [7];

$$P_I = P_{dov} \times \eta_i \quad (5)$$

Gdje je:

P_I – indicirana snaga dizelskog motora, W,

P_{dov} – dovedena snaga, W,

η_i – indicirana korisnost dizelskog motora, -.

Indicirana korisnost dizelskog motora η_i , ili stupanj djelovanja, predstavlja stupanj korisnosti toplinskog stroja, u našem slučaju, dizelskog motora.

Iako za rješavanje zadatka rada nisu potrebni izrazi (4) i (5), prikaz navedenih snaga daje na uvid da toplinski (kao i drugih svi drugi) strojevi nisu savršeni te da su termodinamički gubici u takvim strojevima nezanemarivi što direktno utječe na ekonomske i ekološke značajke.

Kočena snaga P_B predstavlja snagu mjerenu na prirubnici koljenastog vratila. Izrazom (6) kočena snaga prikazana je kao umnožak momenta i kutne brzine, a izrazom (7) prikazan je odnos kočene i indicirane snage.

$$P_B = 2 \times \pi \times M \times n_m \quad (6)$$

$$P_B = \eta_M \times P_I \quad (7)$$

Gdje je:

P_B – kočena snaga, W,

M – moment na prirubnici koljenastog vratila, Nm,

n_m – brzina vrtnje koljenastog vratila, o/s,

η_M – mehanički stupanj korisnosti, -,

P_I – indicirana snaga dizelskog motora, W.

2.2.2. Parametri prijenosnog voda

Iz slike 1. vidljiva je složenost prijenosnog voda te je lako zaključiti da se u prijenosnom, odnosno vratilnom vodu javljaju i gubici snage koji imaju karakter mehaničkih gubitaka. Kako se kočena snaga do propulzora prenosi vratilnim vodom, snaga predana propulzoru od kočene snage razlikuje se upravo za iznos tih gubitaka. Izrazom (8) prikazan je odnos snage predane propulzoru i kočene snage. Izraz (3) prikazuje potrebnu snagu vijka da bi se osigurao poriv pa se izjednačavanjem tih dviju jednadžbi mogu izraziti preostale nepoznanice [5].

$$P_D = P_B \times \eta_v \quad (8)$$

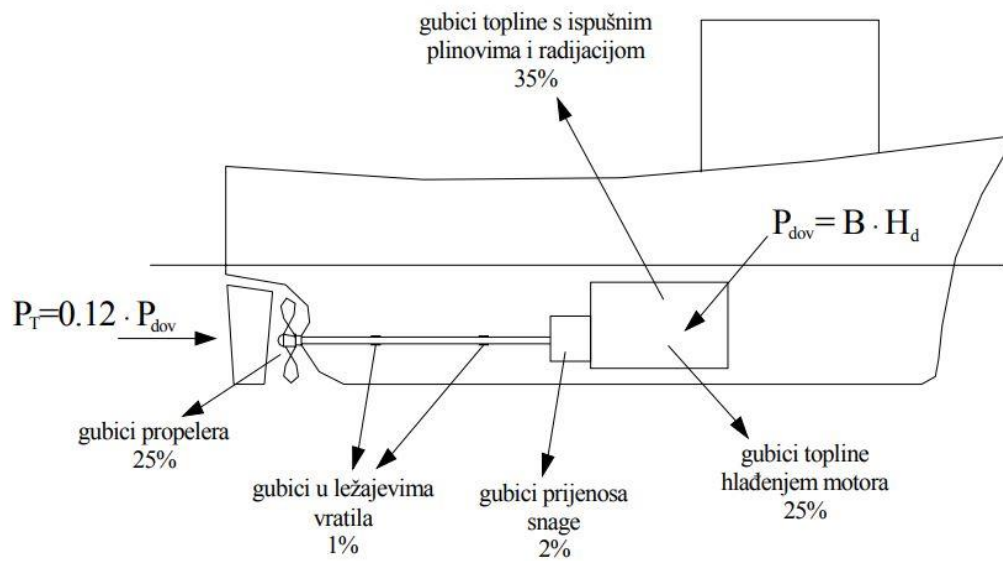
Gdje je:

P_D – snaga predana propulzoru, W,

P_B – kočena snaga, W,

η_v – koeficijent korisnosti vratilnog voda, -.

Slika 3 okvirno prikazuje udjele pojedinih gubitaka u porivnom sustavu maloga broda.



Slika 3 Udjeli pojedinih vrsta gubitaka u porivnom sustavu [5]

I naposljetku, prijenosni omjer reduktora i računa se kao omjer brzine vrtnje koljenastog vratila i brzine vrtnje brodskog vijka kao što je prikazano izrazom:

$$i = \frac{n_m}{n_v} \quad (9)$$

Gdje je:

i – prijenosni omjer reduktora, -,

n_m – brzina vrtnje koljenastog vratila, -,

n_v – brzina vrtnje vijka, -.

3. IZRAČUN

Cilj izračuna je odrediti prijenosne omjere reduktora za zadane slučajeve tako da bi za odabrani brodski vijak i režim plovidbe pogonski stroj bio u stabilnoj radnoj točki.

Iako gustoća morske vode ovisi o temperaturi mora, salinitetu i sl., za potrebe izračuna odabrana je vrijednost:

$$\rho = 1020 \text{ kg/m}^3$$

Također, u svim slučajevima odabran je četverokrilni brodski vijak. Kako je već najavljeno, za režim rada broda odabran je režim vuča na stupu. Stoga će se i hidrodinamičke značajke vijka određivati za taj slučaj.

Kao primjer prikazan je postupak izračunavanja prijenosnog omjera za jedan proizvoljni slučaj, odnosno za jedne početne podatke, dok su rezultati različitih početnih podataka prikazani i uspoređeni u nastavku rada.

3.1. Primjer

3.1.1. Početni podaci

Za ovaj primjer odabran je četverokrilni brodski vijak Wageningen B – series omjera površine krila $A_E/A_0 = 0,8$ i omjera uspona $P/D = 0,5$. Promjer vijka iznosi:

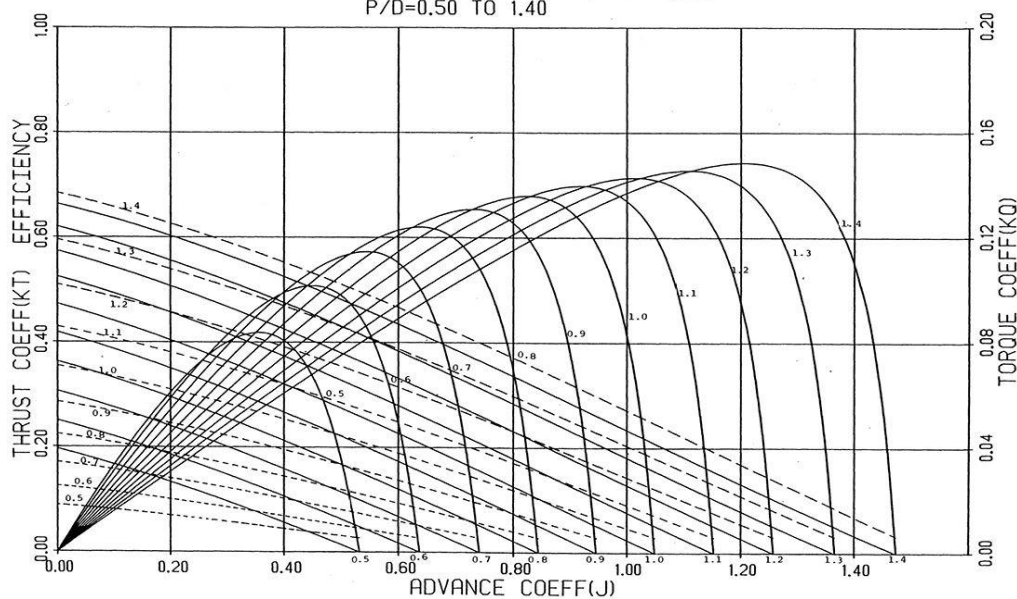
$$D = 2,5\text{m}$$

Ulazni podaci predstavljaju podatke vijka i gustoću vode, a uz njih u skupinu početnih podataka navedena je i sila poriva koja je dakle posljedica istih. Sila poriva:

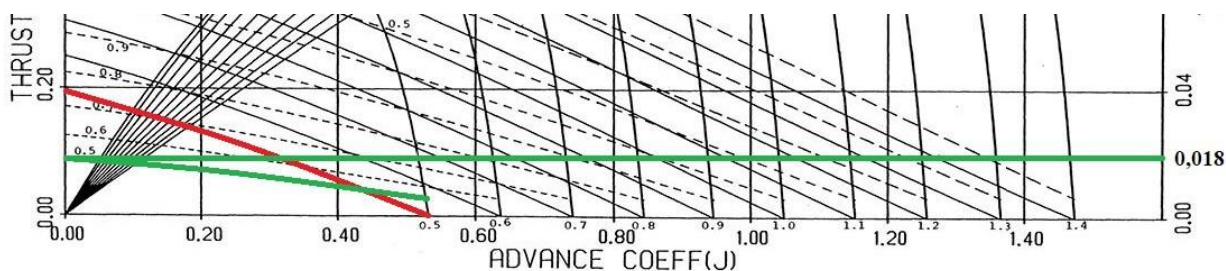
$$T = 50\text{kN}$$

Iz dijagrama vijka (slika 4) očitavamo hidrodinamičke značajke - koeficijent poriva K_T i koeficijent momenta K_Q kao što je prikazano na slici 5.

FIGURE 43. WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS
FOR 4 BLADES $AE/A_0 = 0.800$
 $P/D = 0.50$ TO 1.40



Slika 4 Dijagram vijka - $A_E/A_0 = 0,8$ [8]



Slika 5 Očitavanje hidrodinamičkih značajki

Na slici 5 crvenom je bojom prikazano očitavanje koeficijenta poriva K_T a zelenom bojom koeficijenta momenta K_Q . Očitane su vrijednosti:

$$K_T = 0,198$$

$$K_Q = 0,018$$

3.1.2. Vijak

S obzirom na početne podatke, da bi brodski vijak proizveo potrebnu silu poriva, potrebna brzina vrtnje vijka računa se izlučivanjem n_v iz izraza (1) kao što je prikazano izrazom:

$$n_v = \sqrt{\frac{T}{K_T \times \rho \times D^4}} = \sqrt{\frac{50000}{0,198 \times 1020 \times 2,5^4}} = 2,52 \text{ o/s} \quad (10)$$

Moment koji brodski vijak ostvaruje s obzirom na brzinu vrtnje iz izraza (10) računa se prema izrazu (2).

$$Q = K_Q \times \rho \times D^5 \times n_v^2 = 0,018 \times 1020 \times 2,5^5 \times 2,52^2 = 11,386 \text{kN}$$

Snaga koju je potrebno predati propulzoru da bi u zadanom slučaju ostvario potrebni moment računa se po formuli iz izraza (3).

$$P_D = Q \times \omega = Q \times 2 \times \pi \times n_v = 11,386 \times 10^3 \times 2 \times \pi \times 2,52 = 180,282 \text{kW}$$

3.1.3. Pogonski stroj

Kako je objašnjeno u poglavlju 2.2. i prikazano izrazom (8), vratilni vod u praksi predstavlja mehaničke gubitke stoga je snaga mjerena na prirubnici koljenastog vratila u pravilu veća od snage predane propulzoru. Omjer snage predane propulzoru P_D i kočene snage P_B predstavlja koeficijent korisnosti vratilnog voda η_v . U svim primjerima ovoga rada koeficijent korisnosti vratilnog voda iznosi:

$$\eta_v = 0,95$$

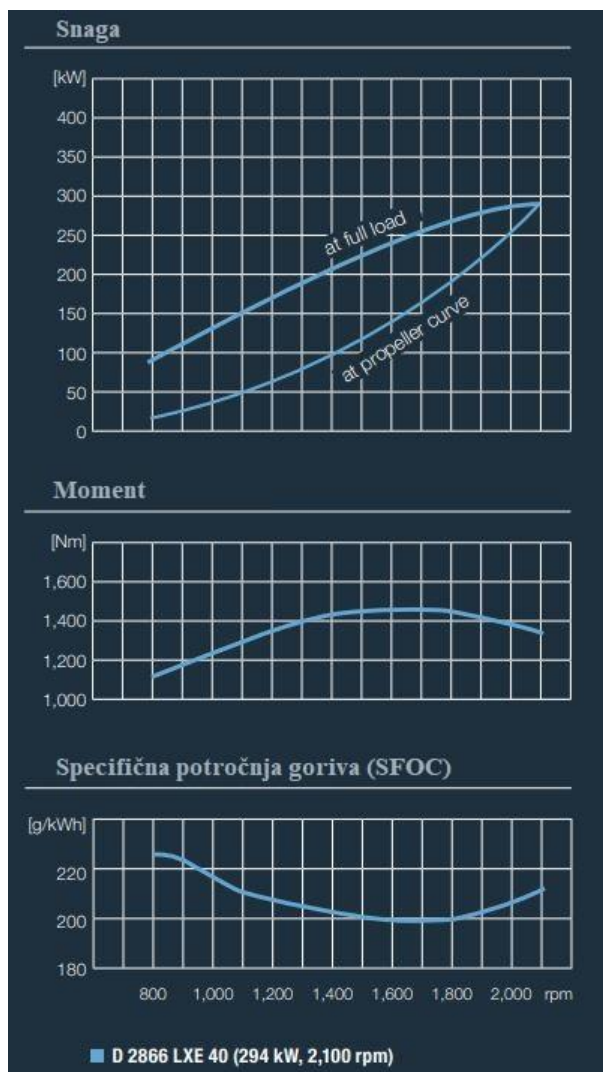
Izlučivanje varijable P_B iz izraza (8) prikazano je izrazom:

$$P_B = \frac{P_D}{\eta_v} \quad (11)$$

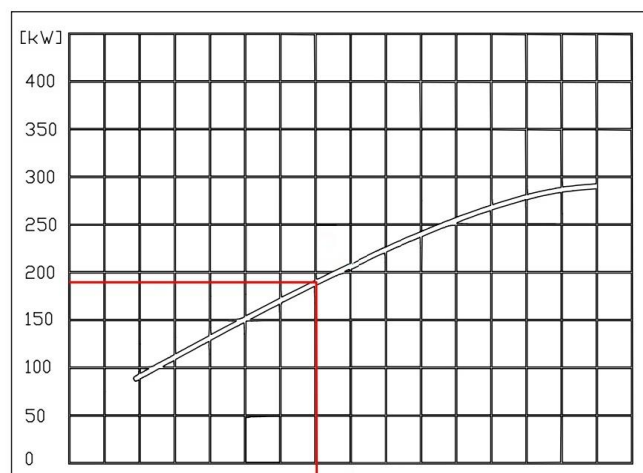
Uvrštavanjem poznatih vrijednosti u izraz (11) dobivamo iznos minimalne potrebne snage motora da bi se osigurao poriv.

$$P_B = \frac{P_D}{\eta_v} = \frac{180,282 \times 10^3}{0,95} = 189,771 \text{kW}$$

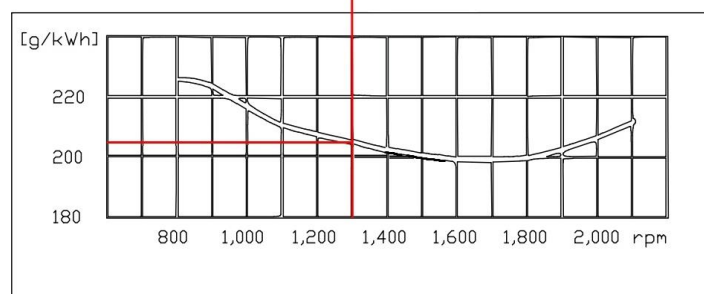
Pri odabiru pogonskog stroja biramo motor koji može dati snagu veću od snage P_B . U svim primjerima ovoga rada za pogonski stroj odabran je četverotaktni dizelski motor MAN D2866. Iz slike 6, koja predstavlja dijagram navedenog motora, očitavamo potrebnu brzinu vrtnje koljenastog vratila pri kojoj motor daje potrebnu snagu. Postupak očitavanja prikazan je na slici 7 gdje je očitana i specifična potrošnja goriva pri toj brzini vrtnje.



Slika 6 Dijagram motora MAN D2866 [9]



SPECIFIČNA POTROŠNJA GORIVA



Slika 7 Postupak očitavanja vrijednosti iz dijagrama motora

Iz slike 7 za iznos kočene snage $P_B = 190\text{kW}$ očitane su vrijednosti:

$$n_m = 1300\text{rpm}$$

$$SFOC = 205\text{g/kWh}$$

3.1.4. Prijenosni omjer

U izrazu (9) prikazano je da prijenosni omjer predstavlja količnik brzine vrtnje koljenastog vratila i brzine vrtnje vijka. Kako je brzina vrtnje vijka izražena u okretaju po sekundi (o/s) a brzina vrtnje koljenastog vratila u okretaju po minuti (rpm), pretvaranje iz mjerne jedinice rpm u jedinicu o/s prikazano je izrazom:

$$n[\text{o/s}] = \frac{n[\text{rpm}]}{60} \quad (12)$$

$$n_m = \frac{n_m[\text{rpm}]}{60} = \frac{1300}{60} = 21,67 \text{ o/s}$$

I kao konačno rješenje računa se potrebni prijenosni omjer čiji je postupak prikazan u izrazu (9).

$$i = \frac{n_m}{n_v} = \frac{21,67}{2,52} = 8,6$$

Valja naglasiti da snaga P_B predstavlja iznos minimalne snage koju mora dati motor da bi se pri navedenim ulaznim podacima osigurao poriv.

3.2. Rezultati

U nastavku su prikazani i uspoređeni rezultati slučaja različitih početnih podataka te njihov utjecaj na položaj radne točke motora kao i na potrebni prijenosni omjer reduktora. U svim slučajevima promatran je četverokrilni brodski vijak te je za koeficijent korisnosti vratilnog voda odabrana vrijednost:

$$\eta_v = 0,95$$

Tablica 1 prikazuje vrijednosti početnih podataka u cjelini 3.2. Brojčane vrijednosti koje su *zakošene* predstavljaju vrijednosti početnih podataka čija je usporedba prikazana. Na kraju svakog podpoglavlja dijagramima su prikazani rezultati te usporedba istih. Kako je objašnjeno u prethodnom poglavlju, sila poriva ne spada u kategoriju ulaznih podataka već je ona posljedica istih, no, u navedenim primjerima prikazano je i kako promjena sile poriva utječe na radnu točku motora te na potrebni prijenosni omjer reduktora.

Prva tri podpoglavlja prikazuju kako promjena ulaznih podataka utječe na iznos potrebne snage motora, njegovu radnu točku i potrebni prijenosni omjer reduktora. Četvrto podpoglavlje prikazuje kako pri jednakim ulaznim podacima mijenjanje snage poriva utječe na potrebnu snagu motora, njegovu radnu točku i potrebni prijenosni omjer reduktora.

Cjelina 3.2.5. prikazuje kako za zadanu točku motora promjena prijenosnog omjera reduktora ovisi o ostvarenoj sili poriva, dok je u posljednjoj cjelini prikazano kako se promjenom prijenosnog omjera pri ostvarivanju željene sile poriva mijenja i položaj radne točka motora.

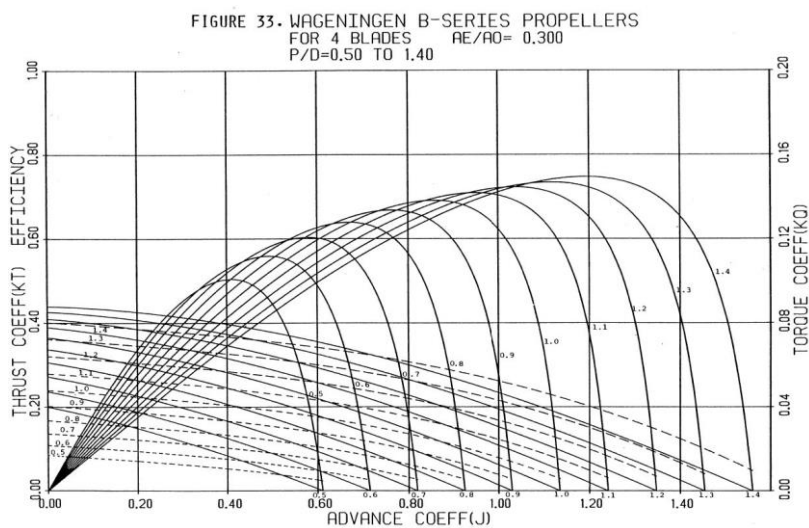
Tablica 1 Početni podatci

	Promjena A_E/A_0 (3.2.1.)	Promjena P/D (3.2.2.)	Promjena D (3.2.3.)	Promjena T (3.2.4.)	Promjena i (3.2.5., 3.2.6)
A_E/A_0 – omjer raširene ploštine vijka, -	0,3; 0,5; 0,8; 1	0,8	0,8	0,8	0,8
P/D – omjer uspona vijka, -	1	0,5; 0,8; 1,1; 1,4	1	1	1
D – promjer vijka, m	2	2	1; 1,5; 2; 2,5	2	2
T – sila poriva, N	50	50	50	20; 35; 50; 65	x ; 50

3.2.1. Promjena A_E/A_0

Prvi slučaj prikazuje kako promjena omjera površine krila vijka, odnosno upotreba različitih brodskih vijaka utječe na rezultate.

Slučaj - $A_E/A_0 = 0,3$



Slika 8 Dijagram vijka – $A_E/A_0 = 0,3$ [8]

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 8.

$$K_T = 0,364$$

$$K_Q = 0,048$$

Tablica 2 prikazuje rezultate slučaja $A_E/A_0 = 0,3$.

Tablica 2 Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,3$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,9 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 13,17 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 240,378 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 253,029 \text{ kW}$

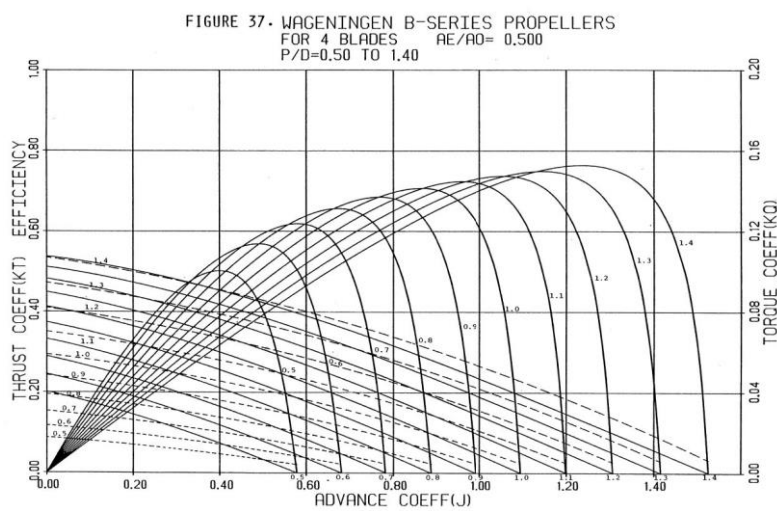
Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1696 \text{ rpm} = 28,27 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 9,75$$

Slučaj - $A_E/A_0 = 0,5$



Slika 9 Dijagram vijka – $A_E/A_0 = 0,5$ [8]

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 9.

$$K_T = 0,417$$

$$K_Q = 0,059$$

Tablica 3 prikazuje rezultate slučaja $A_E/A_0 = 0,5$.

Tablica 3 Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,5$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,71 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 14,149 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 240,964 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 253,647 \text{ kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1701 \text{ rpm} = 28,35 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 10,46$$

Slučaj - $A_E/A_0 = 0,8$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 4 prikazuje rezultate slučaja $A_E/A_0 = 0,8$.

Tablica 4 Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,8$

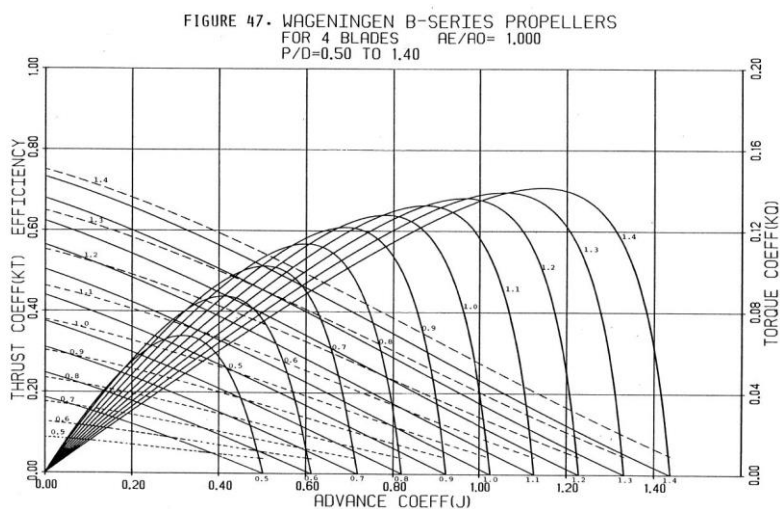
Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,55 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 15,222 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 243,41 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 256,225 \text{ kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1712 \text{ rpm} = 28,53 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 11,19$$

Slučaj - $A_E/A_0 = 1$ Slika 10 Dijagram vijka – $A_E/A_0 = 1$ [8]

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 10.

$$K_T = 0,501$$

$$K_Q = 0,076$$

Tablica 5 prikazuje rezultate slučaja $A_E/A_0 = 1$.

Tablica 5 Rezultati slučaja $A_E/A_0 = 0,5$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,47$ o/s
Moment vrtnje vijka	$Q = 15,17$ kNm
Snaga predana vijku	$P_D = 235,701$ kW
Kočena snaga	$P_B = 248,107$ W

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

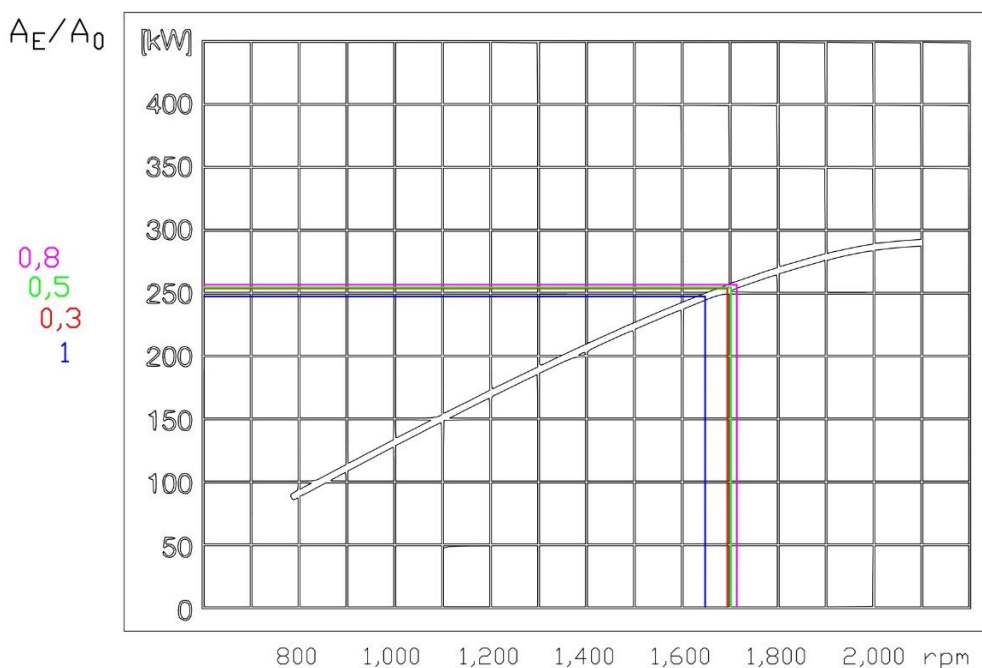
$$n_m = 1647 \text{ rpm} = 27,45 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 11,11$$

Usporedba rezultata

Iz slike 11 vidljivo je kako različit omjer raširene ploštine krila utječe na radnu točka motora, konkretno na iznos minimalne potrebne snage motora, brzinu vrtnje koljenastog vratila pri toj brzini, te na koncu i na prijenosni omjer reduktora.



Slika 11 Usporedba različitih omjera raširene ploštine krila vijka

3.2.2. Promjena P/D

U drugom slučaju prikazano je kako promjena omjera uspona vijka utječe na radnu točku motora te na prijenosni omjer.

Slučaj - $P/D = 0,5$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,198$$

$$K_Q = 0,018$$

Tablica 6 prikazuje rezultate slučaja $P/D = 0,5$.

Tablica 6 Rezultati slučaja $P/D = 0,5$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 3,96 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 9,231 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 229,893 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 241,992 \text{ kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1611 \text{ rpm} = 26,85 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 6,78$$

Slučaj - $P/D = 0,8$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,36$$

$$K_Q = 0,05$$

Tablica 7 prikazuje rezultate slučaja $P/D = 0,8$.

Tablica 7 Rezultati slučaja $P/D = 0,8$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,92 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 13,89 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 254,57 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 267,98 \text{ kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1803 \text{ rpm} = 30,05 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 10,29$$

Slučaj - $P/D = 1,1$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,52$$

$$K_Q = 0,085$$

Tablica 8 prikazuje rezultate slučaja $P/D = 1,1$.

Tablica 8 Rezultati slučaja $P/D = 1,1$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,43 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 16,346 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 249,298 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 262,419 \text{ kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1733 \text{ rpm} = 28,88 \text{ o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 11,88$$

Slučaj - $P/D = 1,4$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,66$$

$$K_Q = 0,137$$

Tablica 9 prikazuje rezultate slučaja $P/D = 1,4$.

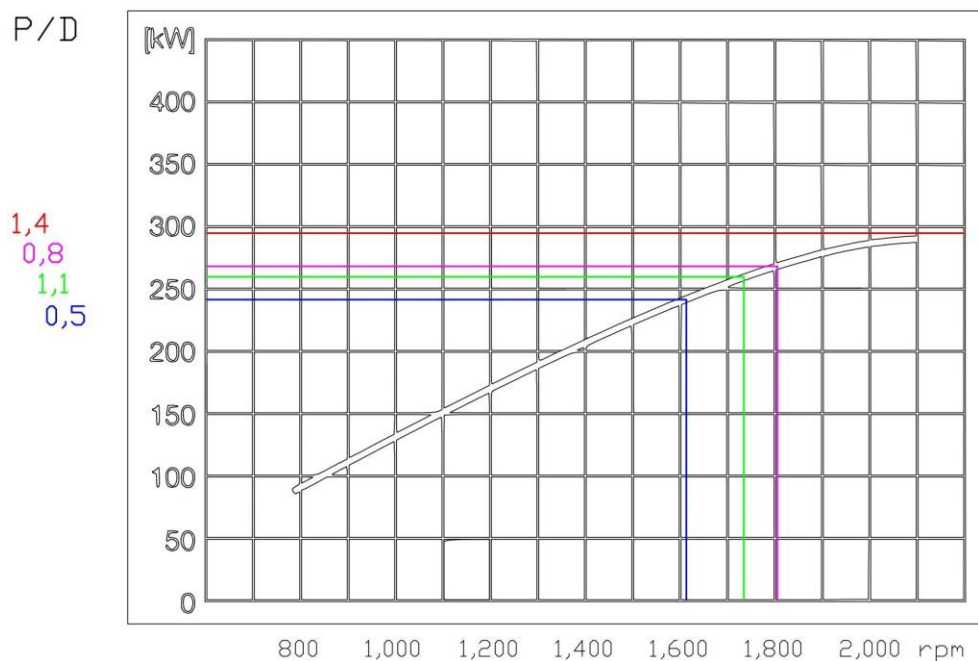
Tablica 9 Rezultati slučaja $P/D = 1,4$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,15 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 20,758 \text{ kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 281 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 295,792 \text{ kW}$

Odabrani motor ne može dati potrebnu snagu.

Usporedba rezultata

Iz slike 12 vidljivo je kako se za promjenu omjera uspona vijka mijenja i radna točka motora, odnosno iznos minimalne potrebne snage motora, brzina vrtnje koljenastog vratila te na koncu i prijenosni omjer reduktora.



Slika 12 Usporedba različitih uspona vijka

3.2.3. Promjena D

U trećem slučaju prikazano je kako promjena promjera vijka utječe na radnu točku motora te na prijenosni omjer.

Slučaj - $D = 1\text{m}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 10 prikazuje rezultate slučaja $D = 1\text{m}$.

Tablica 10 Rezultati slučaja $D = 1\text{m}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 10,18 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 7,611\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 486,828\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 512,451\text{kW}$

Odabrani motor ne može dati potrebnu snagu.

Slučaj - $D = 1,5\text{m}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 11 prikazuje rezultate slučaja $D = 1,5\text{m}$.

Tablica 11 Rezultati slučaja $D = 1,5\text{m}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 4,52 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 11,416\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 324,552\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 341,634\text{kW}$

Odabrani motor ne može dati potrebnu snagu.

Slučaj - $D = 2\text{m}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 12 prikazuje rezultate slučaja $D = 2\text{m}$.

Tablica 12 Rezultati slučaja $D = 2\text{m}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,55 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 15,222\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 243,414\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 256,225\text{kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1712\text{rpm} = 28,53\text{o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 11,19$$

Slučaj - $D = 2,5\text{m}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 13 prikazuje rezultate slučaja $D = 2,5\text{m}$.

Tablica 13 Rezultati slučaja $D = 2,5\text{m}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 1,63 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 19,027\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 194,731\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 204,98\text{kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

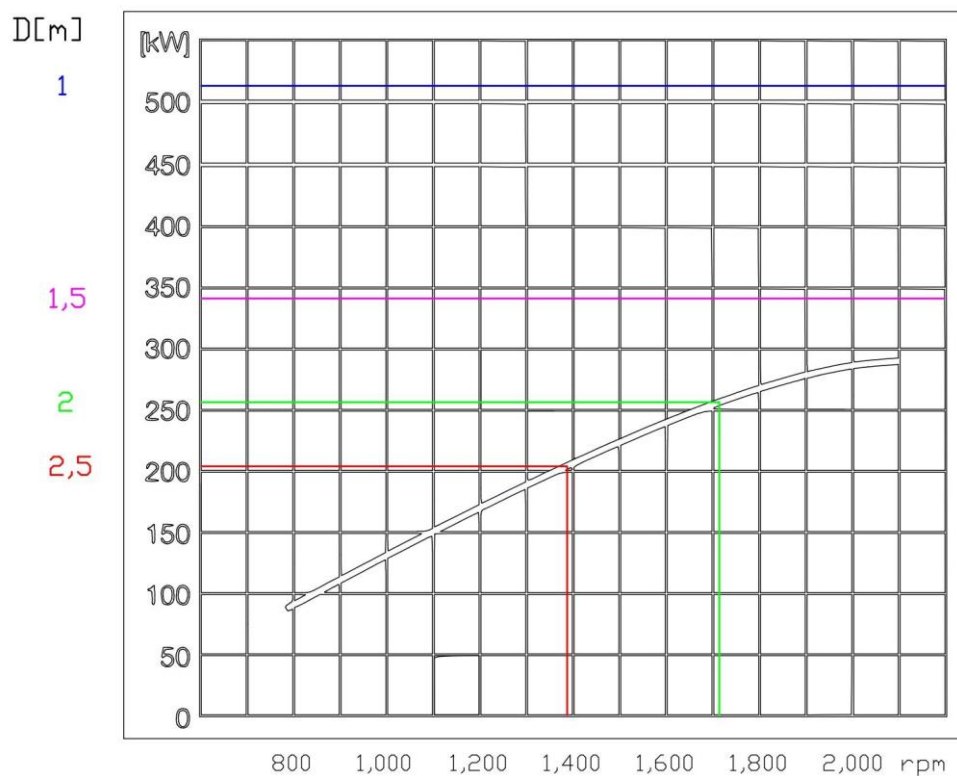
$$n_m = 1387\text{rpm} = 23,12\text{o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 14,23$$

Usporedba rezultata

Iz slike 13 vidljivo je kako promjena promjera vijka utječe na radnu točka motora, odnosno iznos minimalne potrebne snage motora i brzine vrtnje koljenastog vratila te na koncu i prijenosni omjer reduktora.



Slika 13 Usporedba različitih promjera vijaka

3.2.4. Promjena T

U četvrtom je slučaju prikazano kako razlika u zahtjevima porivne sile utječe na radnu točku motora te na prijenosni omjer.

Slučaj - $T = 20\text{kN}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 14 prikazuje rezultate slučaja $T = 20\text{kN}$.

Tablica 14 Rezultati slučaja $T = 20\text{kN}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 1,61 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 6,089\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 61,579\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 64,82\text{kW}$

Navedena snaga ne spada u radno područje motora. Kada bismo motor „natjerali“ da mu je na prirubnici koljenastog vratila kočena snaga jednaka navedenoj, motor bi se ugasio. Drugim riječima, čak i kad bi motor radio na minimalnoj brzini vrtnje davao bi veću kočenu snagu.

Slučaj - $T = 35\text{kN}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 15 prikazuje rezultate slučaja $T = 35\text{kN}$.

Tablica 15 Rezultati slučaja $T = 35\text{kN}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,13 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 10,655\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 142,558\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 150,061\text{kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1100\text{rpm} = 18,33\text{o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 8,61$$

Slučaj - $T = 50\text{kN}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 16 prikazuje rezultate slučaja $T = 50\text{kN}$.

Tablica 16 Rezultati slučaja $T = 50\text{kN}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,55 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 15,222\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 243,414\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 256,225\text{kW}$

Očitana brzina vrtnje koljenastog vratila sa slike 6:

$$n_m = 1712\text{rpm} = 28,53\text{o/s}$$

Prijenosni omjer reduktora:

$$i = 11,19$$

Slučaj - $T = 65\text{kN}$

Hidrodinamičke značajke očitane sa slike 4.

$$K_T = 0,473$$

$$K_Q = 0,072$$

Tablica 17 prikazuje rezultate slučaja $T = 65\text{kN}$.

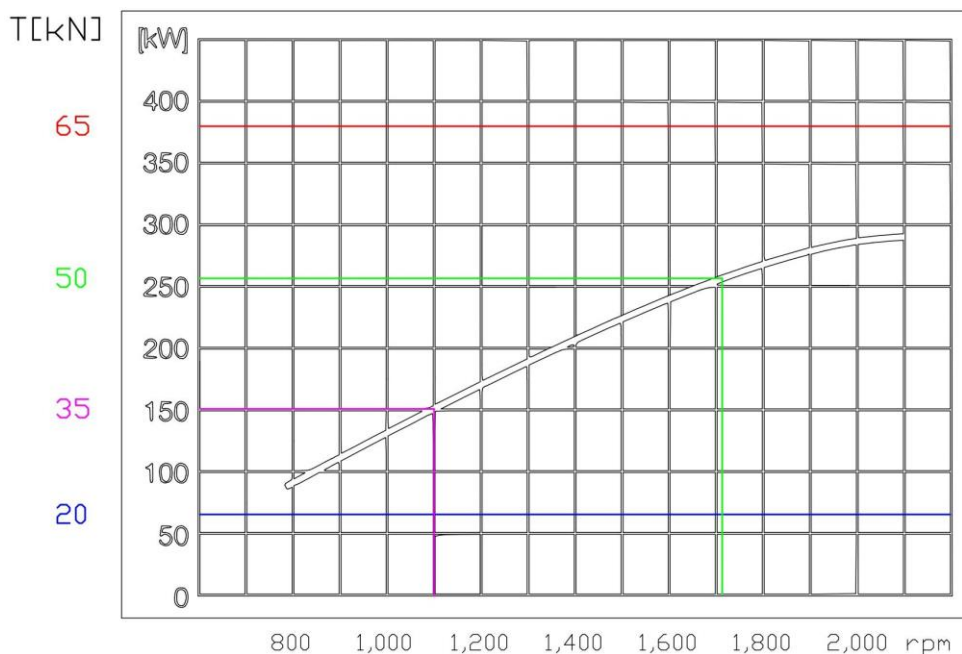
Tablica 17 Rezultati slučaja $T = 65\text{kN}$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,9 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 19,789\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 360,195\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 379, \text{kW}$

Odabrani motor ne može dati potrebnu snagu.

Usporedba rezultata

Iz slike 14 vidljivo je kako razlika u zahtjevima porivne sile utječe na radnu točka motora, odnosno iznos kočene snage i brzina vrtnje koljenastog vratila te na koncu i prijenosni omjer reduktora.

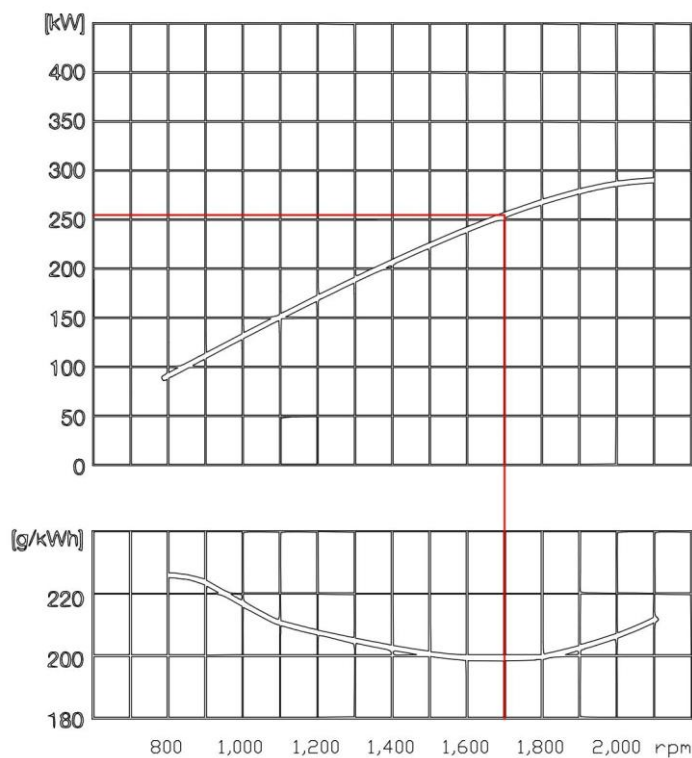


Slika 14 Usporedba različitih sila poriva

3.2.5. Promjena i (konstantna radna točka)

Podpodpoglavlje 3.2.5. prikazuje kako za zadanu radnu točku motora promjena prijenosnog omjera reduktora ovisi o ostvarenoj sili poriva i minimalnoj potrebnoj kočenoj snazi.

Ulazni podatci navedenih slučaja prikazani su u tablici 1. Dijagram slike 15 prikazuje radnu točku motora na $n_m = 1700 \text{ rpm} = 28,33 \text{ o/s}$ pri kojoj motor može dati snagu $P_B = 254 \text{ kW}$. Konkretna točka odabrana je iz razloga što je pri toj brzini vrtnje najmanja specifična potrošnja goriva. Kako manja potrošnja goriva izravno znači bolje ekonomske i ekološke značajke, slični se postupak koristi i u praksi.



Slika 15 Dijagram motora za 3.2.5.

$i = 10$

Tablica 18 prikazuje rezultate slučaja $i = 10$.

Tablica 18 Rezultati slučaja $i = 10$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,83 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 18,866 \text{ kNm}$
Sila poriva	$T = 61,97 \text{ kN}$
Snaga predana vijku	$P_D = 335,858 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 353,535 \text{ kW}$

Zadani početni uvjeti određuju brzinu vrtnje propulzora koja izravno utječe na ostvarenu silu poriva, a za ostvarivanje željene sile poriva potrebno je vijku predati snagu P_D . Snaga koju bi za ostvarivanje tih uvjeta motor trebao predati vijku veća je od snage sa slike 15 (pa i maksimalne snage motora) te se da zaključiti da je prijenosni omjer reduktora pogrešno odabran.

$i = 11,5$

Tablica 19 prikazuje rezultate slučaja $i = 11,5$.

Tablica 19 Rezultati slučaja $i = 11,5$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,46 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 14,265 \text{ kNm}$
Sila poriva	$T = 46,858 \text{ kN}$
Snaga predana vijku	$P_D = 220,832 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 232,455 \text{ kW}$

Iz navedenih rezultata vidljivo je da bi pri navedenim početnim podacima primjena reduktora prijenosnog omjer $i = 11,5$ ostvarila silu poriva $T = 46,858 \text{ kN}$.

 $i = 13$

Tablica 20 prikazuje rezultate slučaja $i = 13$.

Tablica 20 Rezultati slučaja $i = 13$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,18 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 11,163 \text{ kNm}$
Sila poriva	$T = 36,668 \text{ kN}$
Snaga predana vijku	$P_D = 152,871 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 160,917 \text{ kW}$

Iz navedenih rezultata vidljivo je da bi pri navedenim početnim podacima primjena reduktora prijenosnog omjer $i = 13$ ostvarila silu poriva $T = 36,668 \text{ kN}$.

$i = 14,5$

Tablica 21 prikazuje rezultate slučaja $i = 14,5$.

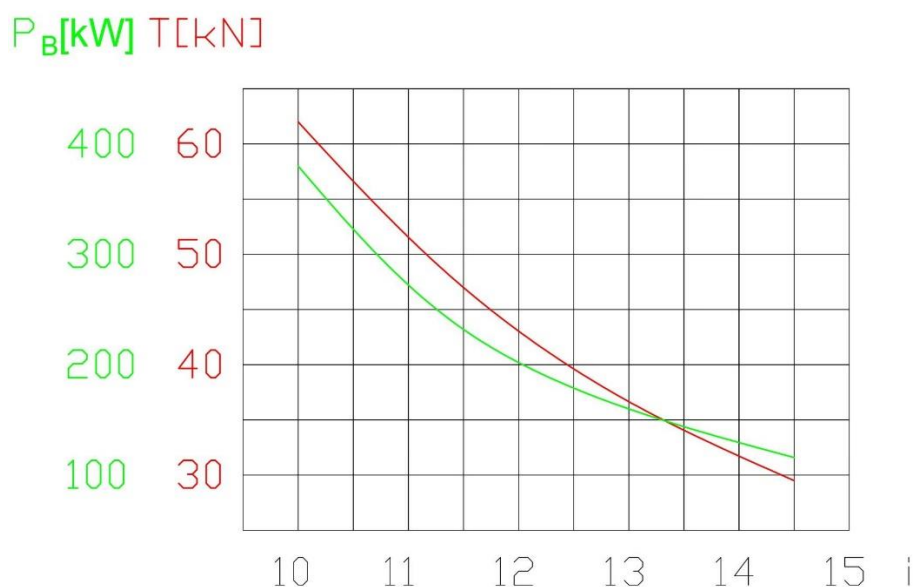
Tablica 21 Rezultati slučaja $i = 14,5$

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 1,95 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 8,973 \text{ kNm}$
Sila poriva	$T = 29,474 \text{ kN}$
Snaga predana vijku	$P_D = 110,167 \text{ kW}$
Kočena snaga	$P_B = 115,965 \text{ kW}$

Iz navedenih rezultata vidljivo je da bi pri navedenim početnim podacima primjena reduktora prijenosnog omjera $i = 13$ ostvarila silu poriva $T = 29,474 \text{ kN}$.

Usporedba rezultata

Iz navedenih primjera vidljivo je kako promjena prijenosnog omjera pri zadanoj radnoj točki motora utječe na silu poriva te na iznos minimalne potrebne sile da bi se osigurao poriv.



Slika 16 Usporedba različitih prijenosnih omjera pri konstantnoj radnoj točki motora

Slika 16 grafički prikazuje rezultate izračuna. Napomena autora, izračun je prikazan samo za četiri točke stoga je linija krivulje interpolirana. Zelena boja predstavlja minimalnu potrebnu snagu motora, a crvena boja ostvarenu snagu poriva. Vrijednosti na apscisi predstavljaju vrijednosti prijenosnog omjera.

3.2.6. Promjena i (konstantna sila poriva)

U posljednjem podpodglavlju ove cjeline prikazano je kako pri ostvarivanju zadane sili poriva promjena prijenosnog omjera utječe na radnu točku motora. Ulazni podaci navedenih slučajeva prikazani su u tablici 1. Drugim riječima, zadatak je postavljen tako da pri ulaznim podacima sila poriva iznosi $T = 50\text{kN}$ što izravno određuje potrebnu brzinu vrtnje vijka. Pri takvoj konstantnoj brzini vrtnje vijka promjenom prijenosnog omjera određujemo brzinu vrtnje koljenastog vratila koja određuje i maksimalnu snagu koju motor može dati.

Rezultati slučaja za cjelinu 3.2.6. prikazani su u tablici 22 pa je u nastavku samo prikazan utjecaj promjene prijenosnog omjera na radnu točku motora.

Tablica 22 Rezultati slučaja za 3.2.6.

Brzina vrtnje vijka	$n_v = 2,55 \text{ o/s}$
Moment vrtnje vijka	$Q = 15,222\text{kNm}$
Snaga predana vijku	$P_D = 243,41\text{kW}$
Kočena snaga	$P_B = 256,225\text{kW}$

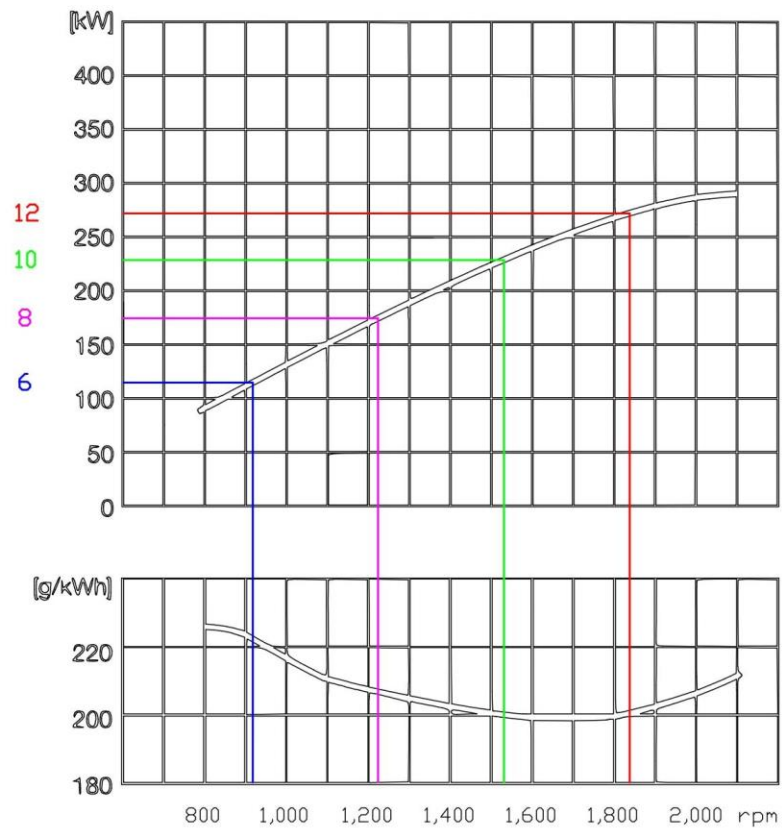
Utjecaj promjene prijenosnog omjera na brzinu vrtnje koljenastog vratila i maksimalnu snagu pri toj brzini vrtnje prikazan je u tablici 23.

Tablica 23 Rezultati slučaja promjene prijenosnog omjera

	$i = 6$	$i = 8$	$i = 10$	$i = 12$
n_m – brzina vrtnje koljenastog vratila, rpm	910	1224	1530	1836
P_B – kočena snaga, kW	114,3	175	228,692	272,923

Tablica 23 prikazuje maksimalne snage motora pri određenim prijenosnim omjerima, odnosno brzinama vrtnje koljenastog vratila. Drugim riječima, tablica prikazuje maksimalnu snagu koju motor razvija „pri punom gasu“ pri određenoj brzini vrtnje koljenastog vratila. Krivulja slike 17 je granična krivulja koja prikazuje rezultate tablice 23. Kako je za ostvarivanje željenog poriva potrebna snaga $P_B = 256,225\text{kW}$, iz tablice je vidljivo kako je za određene prijenosne omjere snaga koju motor može dati manja od potrebne snage propulzora, stoga u tim

slučajevima nije moguće ostvariti poriv. Nadalje, u drugim slučajevima, kao npr. pri prijenosni omjer $i = 12$, motor može razviti i veću snagu nego li je potrebna za poriv.



Slika 17 Usporedba različitih prijenosnih omjera pri konstantnoj sili poriva

4. RASPRAVA

U uvodu su nabrojani i ukratko objašnjeni dijelovi pogonskog sustava broda te je u drugom poglavlju prikazana metodologija izračuna takvih sustava. Sve formule koje se upotrebljavaju u glavnom dijelu rada nabrojane su i opisane u drugom poglavlju. Treće poglavlje, ujedno i glavni dio rada, prikazuje kako promjene pojedinih početnih parametara utječu na porivni sustav broda.

Poglavlja 3.3.1., 3.2.2. i 3.2.3. prikazuju kako promjena broskog vijka (pri ostvarivanju konstantne sile poriva) utječe na njegovu potrebnu brzinu vrtnje, iznos minimalne potrebne snage motora, radnu točku motora te na potrebni prijenosni omjer reduktora. Prva dva slučaja uspoređuju vijke različitih geometrija, dok treći slučaj vijke različitih promjera. Poglavlje 3.3. prikazuje kako za ostvarivanje istih porivnih sila vijci različitih promjera zahtijevaju različite brzine vrtnje vijka, a različite brzine vrtnje vijka zahtijevaju i različitu snagu koju za ostvarivanje tog poriva treba biti predana vijku. Iz rezultata je vidljivo kako je vijcima većih promjera potrebna manja brzina vrtnje nego li vijcima manjeg promjera. Sukladno tome, vijcima većih promjera potrebno je predati manje snage za ostvarivanje iste sile poriva. Kako snaga predana propulzoru uvjetuje minimalnu kočenu snagu koju motora mora osigurati, promjena promjera vijka mijenja i položaj radne točke motora što kao posljedicu ima različitu potrošnju goriva, odnosno različite ekonomske i ekološke značajke plovidbe.

Iz izraza (1) vidljivo je kako (pri istim ulaznim podacima) veća porivna sila zahtjeva i veću brzinu vrtnje vijka. Isto je vidljivo iz rezultata poglavlja 3.4. Kao i u prethodnom primjeru, veća brzina vrtnje vijka zahtjeva veću potrebnu snagu koju treba predati vijku, a zatim i veću potrebnu kočenu snagu što određuje položaj radne točke motora.

U drugom poglavlju dokazano je kako sila poriva izravno ovisi o brzini vrtnje vijka. Iz navedenih primjera vidljivo je da su brzine vrtnje vijka u prosjeku oko deset puta manje od brzina vrtnje koljenastog vratila stoga je u takvim sustavima uporaba reduktora nužna. Posljednja dva primjera prethodne cjeline prikazuju kako promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na vrijednosti ostalih parametara sustava.

Primjer 3.2.5. prikazuje kako za zadanu radnu točku motora promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na brzinu vrtnje vijka, a brzina vrtnje vijka određuje silu poriva koja dalje određuje minimalnu potrebnu kočenu snagu što je i prikazano u prethodnim primjerima. Kako pri određenoj brzini vrtnje koljenastog vratila motor daje određenu snagu, uporabom reduktora

ostvarujemo željenu porivnu silu. Element prijenosnika snage za koji bi se moglo reći da je izvedba ovakvog slučaja je mehanički mjenjač.

Kako je dokazan odnos porivne sile i brzine vrtnje propulzora, poglavlje 3.2.6. prikazuje kako promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na brzinu vrtnje koljenastog vratila i maksimalnu snagu koju motor može razviti na toj brzini pri konstantnoj sili poriva, odnosno brzini vrtnje vijka.

U poglavlju 3.2.1. iz slučaja $A_E/A_0 = 0,8$ vidljivo je da prijenosim omjerom $i = 11,19$ brzina vrtnje koljenastog vratila iznosi 1712rpm te da pri toj brzini vrtnje motor razvija maksimalnu snagu od 256,225kW kakva je i potrebna u poglavlju 3.2.6. za stvaranje navedene sile poriva. Ta snaga predstavlja maksimalnu snagu koju motor može dati pri punom gasu na navedenoj brzini vrtnje koljenastog vratila. Nadalje, taj primjer definira minimalnu brzinu vrtnje koljenastog vratila, odnosno minimalni prijenosni omjer pri kojemu je moguće ostvarivanje navedene sile poriva. Iz rezultata poglavlja 3.2.6. vidljivo je kako uporaba reduktora manjeg prijenosnog omjera postavlja radnu točku motora na niže brzine vrtnje nego li uporaba reduktora većeg prijenosnog omjera. Kako je i vidljivo iz dijagrama motora, manja brzina vrtnje znači i manja vrijenost snage koju motor može dati. Suprotno tome, primjena reduktora većeg prijenosnog omjera postavlja radnu točku motora na veće brzine vrtnje koljenastog vratila pri kojima motor može dati veću snagu. Drugim riječima, primjenom reduktora većih prijenosnih omjera dobivamo i veću zalihu snage pa u tim slučajima motor neće raditi na granici radnog područja, ili kako bi se još reklo „pri punom gasu“, već će raditi pri manjem opterećenju. U takvim slučajima kad je na raspolaganju višak snage, osim što motor radi pri manjem opterećenju, postoji mogućnost ugrađivanja vijka većeg promjera koji će onda moći dati veću porivnu silu te ujedno i povećati korisnost porivnog sustava.

5. ZAKLJUČAK

Izračuni u radu prikazuju kako promjena pojedinih parametra utječe na poriv broda, odnosno na ostvarenu silu poriva, radnu točku motora te potrebni prijenosni omjer reduktora. Primjeri u kojima je prikazano kako promjena prijenosnog omjera reduktora utječe na ostvarenu silu poriva i radnu točku motora ujedno su i glavni zadatak rada.

Analizom navedenih primjera može se zaključiti kako je za optimalan rad propulzijskog sustava nužno da svi njegovi elementi budu međusobno usklađeni. Također, iz navedenih primjera vidljivo je kako promjena prijenosnog omjera utječe i na potrošnju goriva. Osim što veća potrošnja goriva znači i veće troškove eksploatacije, posljedica veće potrošnje goriva je veće ekološko zagađenje. Navedenim posljedicama prikazana je važnost odabira odgovarajućeg prijenosnog omjera reduktora dok je izračunima prikazana metodologija određivanja istog.

LITERATURA

- [1] Sambolek, M.: „Propulzija broda“, Brodarski institut, Zagreb, 2012.
- [2] „Analiza brodskih propulzijskih sustava“, s Interneta, https://www.pfri.uniri.hr/web/dokumenti/uploads_nastava/20190506_085211_martinovic_Osov_vod.propulzija.pdf, pristupljeno 6. kolovoza 2022.
- [3] „pròpùlzor“, Hrvatski jezični portal, s Interneta, <https://hjp.znanje.hr/index.php?show=search>, pristupljeno 8. kolovoza 2022.
- [4] Rosandić, T.: „Brodski vijak s promjenjivom usponom krila“, Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet, Split, 2020.
- [5] Šestan, A.: „Porivni sustavi malih brodova“, Zagreb, 2010.
- [6] Mustapić, N.; Guzović, Z.; Staniša, B.: „Energetski strojevi i sustavi“, Veleučilište u Karlovcu, Karlovac, 2013.
- [7] Šegulja, I.: „Brodski motori“, Sveučilište u Rijeci, Pomorski fakultet, Rijeka
- [8] Bernitas, M. M.; Ray, D.; Kinley, P.: „ K_T , K_Q and Efficiency Curves for the Wageningen B-Series Propellers“, The University of Michigan, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Michigan, 1981.
- [9] „D2866“, sa Interneta, https://www.performancediesel.com/wp-content/themes/performance-diesel/pdf/workboat/marine_medium_D2866_e-17-11.pdf, pristupljeno 13. kolovoza 2022.